

**Τ.Ε.Ι. ΣΕΡΡΩΝ**  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

**ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**Θέμα:** Μέθοδοι υπολογισμού της τριβής και του πάχους του λιπαντικού του εμβόλου και των ελατηρίων του εμβόλου στις μηχανές εσωτερικής καύσης.

Σπουδαστής  
ΠΑΝΟΥΡΓΙΑΣ ΘΩΜΑΣ

Εισηγητής  
ΜΗΛΤΣΙΟΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Πρόλογος	
Κεφάλαιο 1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....σελ. 2
Κεφάλαιο 2	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΩΝ ΣΤΙΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ.....σελ. 6
Κεφάλαιο 3	ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΜΕΛΕΤΗΣ ΠΟΥ ΕΓΙΝΕ ΓΙΑ ΤΟΝ ΑΜΕΡΙΚΑΝΙΚΟ ΣΤΡΑΤΟ.....σελ. 11
Κεφάλαιο 4	ΜΕΘΟΔΟΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΤΗΣ ΛΙΠΑΝΣΗΣ ΤΟΥ ΣΩΜΑΤΟΣ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΤΩΝ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΩΝ ΤΗΣ GENERAL MOTORS.....σελ. 42
Κεφάλαιο 5	ΜΕΘΟΔΟΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΤΗΣ ΛΙΠΑΝΣΗΣ ΤΩΝ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΤΩΝ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΩΝ ΤΗΣ GENERAL MOTORS.....σελ. 59
Κεφάλαιο 6	ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΟΥ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΟΣ ΤΗΣ ΛΙΠΑΝΣΗΣ ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΤΗΣ ΔΥΝΑΜΗΣ ΤΡΙΒΗΣ ΤΩΝ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ ΤΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ.....σελ. 70
Κεφάλαιο 7	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....σελ. 83

## ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Στην εργασία που ακολουθεί γίνεται μια προσπάθεια μελέτης των βασικότερων μεθόδων υπολογισμού της δύναμης της τριβής που αναπτύσσεται στα έμβολα και στα ελατήρια των εμβόλων κατά την λειτουργία μιας μηχανής εσωτερικής καύσης. Γίνεται αναφορά στους τρόπους υπολογισμού του πάχους του λιπαντικού που πρέπει να υπάρχει ανάμεσα από τις κινούμενες μεταξύ τους επιφάνειες έτσι ώστε να έχουμε την ελάχιστη όσο είναι δυνατό αναπτυσσόμενη τριβή για την καλύτερη και αποδοτικότερη λειτουργία.

Η ανάγκη υπολογισμού της αναπτυσσόμενης τριβής έγινε αισθητή από τις αυτοκινητοβιομηχανίες τις τελευταίες δεκαετίες όταν έγινε επιτακτική η ανάγκη οικονομίας του καυσίμου, η μείωση των εκπομπών των βλαβερών ουσιών για το περιβάλλον και η ανάγκη αποδοτικότερων κινητήρων λόγω ανταγωνισμού. Έτσι το υλικό για την ολοκλήρωση αυτής της εργασίας έχει αποκτηθεί από κέντρα ερευνών αυτοκινητοβιομηχανιών και από μελέτες επιστημόνων που έχουν γίνει για λογαριασμό αυτοκινητοβιομηχανιών και εταιριών πετρελαίων και λιπαντικών. Οι περισσότερες έρευνες που έχουν γίνει βασίζονται μόνο σε πειραματικές μετρήσεις, τα αποτελέσματα είναι κυρίως εμπειρικά και μπορούν να χρησιμοποιηθούν μόνο για την μηχανή πάνω στην οποία γίνονται οι μετρήσεις. Αυτόν τον τρόπο προτιμούν οι επιστήμονες των αυτοκινητοβιομηχανιών με πρακτικό αποτέλεσμα να πειραματίζονται πάνω σε κάθε μηχανή ξεχωριστά πριν αυτή βγει στο εμπόριο. Οι έρευνες που έχουν γίνει και δίνουν γενικά αποτελέσματα που μπορούν να εφαρμοστούν σε μεγάλη γκάμα μηχανών είναι πολύ δαπανηρές και αφορούν την τρέχουσα τεχνολογία και γι' αυτό δεν έχουν παρουσιαστεί ολοκληρωμένες λόγω ανταγωνισμού. Πριν πραγματοποιηθεί αυτή η εργασία έχει γίνει μελέτη πολλών τέτοιων μεθόδων και εδώ έχουν επιλεγεί να συγκριθούν και να παρουσιαστούν οι πιο σύγχρονες και οι πιο ολοκληρωμένες.

Στην εργασία που ακολουθεί πριν αρχίσει η μελέτη των μεθόδων αυτών θα υπάρξει μια γενική αναφορά στα λιπαντικά και τις ιδιότητές τους έτσι ώστε να δημιουργηθεί μία γενικότερη ιδέα για την καλύτερη κατανόηση ατών που πραγματεύεται η εργασία.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1.

### ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Τα λιπαντικά παράγονται από την απόσταξη του κατάλοιπου της απόσταξης του αργού πετρελαίου αφού από αυτό έχουν αφαιρεθεί όλα τα είδη καυσίμων. Στο κατάλοιπο αυτό του αργού πετρελαίου μαζί με τα λιπαντικά υπάρχουν η άσφαλτος και ποσότητες κεριού. Με νέα απόσταξη σε κενό με χαμηλή θερμοκρασία και εισαγωγή ατμού διαχωρίζεται η άσφαλτος, τα αποστάγματα αυτά ψύχονται κάτω από την θερμοκρασία πήξης του κεριού και περνούν από φίλτρα ώστε να κατακρατηθούν τα λιπαντικά. Το λιπαντικό που παρέχεται επεξεργάζεται περαιτέρω με οξύ ή διαλυτικό και στη συνέχεια με πηλό για την απομάκρυνση των ξένων σωμάτων. Αυτή είναι η διαδικασία της παραγωγής λιπαντικού από το αργό πετρέλαιο και για την παραγωγή λιπαντικού ορισμένου ιξώδους γίνεται ανάμειξη λιπαντικών από διαφορετικά στάδια παραγωγής.

Το λιπαντικό πρέπει να έχει τέτοιες ιδιότητες ώστε:

- Να περιορίζει την τριβή.
- Να μειώνει την μεταλλική επαφή των επιφανειών που βρίσκονται σε κίνηση μεταξύ τους.
- Να προκαλεί απαγωγή θερμότητας έτσι ώστε να ψύχει κατά ένα μέρος τις τριβόμενες επιφάνειες.
- Να περιορίζει την φθορά, την διάβρωση και την οξειδωση.
- Να εμποδίζει τον σχηματισμό ιζημάτων.
- Να εξασφαλίζει μακρόχρονη σταθερότητα των χαρακτηριστικών του.
- Να μην αναφλέγεται στις συνθήκες λειτουργίας του.

Για να έχει ένα λιπαντικό τις παραπάνω ιδιότητες πρέπει να έχει:

- Το κατάλληλο ιξώδες. Την τιμή που πρέπει να έχει το ιξώδες ενός λιπαντικού την καθορίζουν κατά κύριο λόγο οι συνθήκες λειτουργίας του, όπως η ταχύτητα και το φορτίο του κινητήρα. Έτσι τα μεγάλα φορτία και τα μεγάλα διάκενα χρειάζονται μεγάλο ιξώδες. Μεγάλες ταχύτητες χρειάζονται μικρό ιξώδες. Επειδή το ιξώδες είναι το βασικότερο στοιχείο του λιπαντικού, θα αναφερθεί παρακάτω πιο αναλυτικά.
- Λιπαρότητα. Η λιπαρότητα εξασφαλίζει προστατευτικό στρώμα στις λιπαινόμενες επιφάνειες που μειώνει τον συντελεστή τριβής κατά την οριακή τριβή. Ο αριθμός λιπαρότητας ορίζεται ως το αντίστροφο του συντελεστή τριβής στην περιοχή της οριακής λίπανσης.
- Υψηλή αντοχή φιλμ. Έτσι εμποδίζει την επαφή μεταξύ των μετάλλων. Η αντοχή του φιλμ μετράται με κάποιο φορτίο που μπορεί να σηκώσει πριν διασπαστεί. Αυτό εξαρτάται από τη μέθοδο δοκιμίας. Κατά την μέθοδο Timken η αντοχή του φιλμ ορίζεται ως το φορτίο στο οποίο πρωτοπαρουσιάζεται τήξη του εδράνου. Κατά την μέθοδο Almen ορίζεται ως το φορτίο που μπορεί ένα έδρανο να φέρει για δέκα δευτερόλεπτα (10 sec) χωρίς να παρουσιάσει τήξη.
- Μη διαβρωτικές ικανότητες. Αντίθετα πρέπει να προστατεύει από την διάβρωση. Την αντιδιαβρωτική προστασία την παρέχει το προστατευτικό στρώμα που δημιουργεί η λιπαρότητα.
- Χαμηλό σημείο ροής. Αυτό βοηθάει τη ροή του λιπαντικού προς την αντλία λαδιού σε χαμηλές θερμοκρασίες.
- Έλλειψη τάσης σχηματισμού καταλοίπων και ιζημάτων κατά την επαφή του με αέρα, νερό, καύσιμο ή προϊόντα καύσης.
- Απορρυπαντικές ικανότητες ώστε να παρασύρει διάφορα κατάλοιπα.

- Να μην αφρίζει. Οι φυσαλίδες που δημιουργούν αφρό προκαλούν οξείδωση και μειώνουν την παροχή λιπαντικού στα λιπαινόμενα μέρη.
- Μη τοξικό, μη αναφλέξιμο, μη εκρηκτικό.
- Μικρό κόστος παραγωγής.

Η επεξεργασία του λιπαντικού κατά την παραγωγή του απομακρύνει τις ανεπιθύμητες αλλά και μερικές επιθυμητές ουσίες. Γι' αυτό για να έχουμε ένα λιπαντικό που να ανταποκρίνεται στις ανάγκες μας το εφοδιάζουμε με διάφορες ουσίες που του προσδίδουν τις απαιτούμενες ιδιότητες. Οι ουσίες αυτές είναι πιο γνωστές στο εμπόριο ως πρόσθετα των λιπαντικών.

Μερικά από αυτά τα πρόσθετα είναι:

- Αποσμητικά και απορρυπαντικά. Αυτά είναι μεταλλικά οργανικά οξέα τα οποία δημιουργούν χημική ή πολική ένωση με τις ανεπιθύμητες ουσίες και τις αδρανοποιούν. Έτσι δεν δημιουργείται συσσώρευση καταλοίπων σε διάφορα μέρη του δικτύου αλλά μεταφέρονται από το λιπαντικό το οποίο αποκτά μαύρο χρώμα.
- Αντιοξειδωτικά και αντιδιαβρωτικά. Για θερμοκρασίες μικρότερες από 200° F παρατηρείται μικρή οξείδωση του λιπαντικού. Για θερμοκρασίες μεγαλύτερες από 230° F ο ρυθμός οξείδωσης διπλασιάζεται κάθε 10° F. Η οξείδωση είναι ανεπιθύμητη επειδή σχηματίζει διάφορα κατάλοιπα και οξέα τα οποία διαβρώνουν τα μέταλλα τα οποία δρουν σαν καταλύτες. Τα πρόσθετα μπορεί να είναι αλκαλικά, οπότε εξουδετερώνουν τα οξέα της οξείδωσης ή μη αλκαλικά, οπότε προστατεύουν το μέταλλο σχηματίζοντας ένα προστατευτικό στρώμα.
- Υψηλής πίεσης. Τα πρόσθετα αυτά υπό υψηλή πίεση και θερμοκρασία ενώνονται με το μέταλλο και σχηματίζουν ένα ανόργανο φιλμ το οποίο προστατεύει τις επιφάνειες που περιέχει σίδηρο, οξυγόνο, άνθρακα και υδρογόνο επιπλέον από τα στοιχεία που περιέχονται στο πρόσθετο.
- Υποβιβασμού του σημείου ροής. Η παρουσία κεριού στο λιπαντικό δημιουργεί πρόβλημα σε θερμοκρασίες μικρότερες από το σημείο ροής. Η αφαίρεση όλου του κεριού είναι ακριβή, μειώνει τον δείκτη ιξώδους και αυξάνει την τάση οξείδωσης. Γι' αυτό χρησιμοποιούνται πρόσθετα που μειώνουν το σημείο ροής και αυξάνουν το ιξώδες σε κανονικές θερμοκρασίες. Τα πρόσθετα αυτά περιβάλλουν τα μόρια του κεριού και δεν τα αφήνουν να συνενωθούν για να σχηματίσουν μεγάλες μάζες κεριού. Αν το λιπαντικό με αυτά τα πρόσθετα υποβληθεί σε απότομες εναλλαγές υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας υπάρχει κίνδυνος να πάθει αναστροφή και να αυξηθεί το σημείο ροής του. Αυτό δεν μπορεί να συμβεί κατά την λειτουργία της μηχανής αλλά μόνο κατά την αποθήκευσή του.
- Αύξησης του δείκτη ιξώδους. Τα πρόσθετα αυτά είναι πολυμερή με πολύ μεγάλο μόριο. Προστίθενται σε αναλογία δύο έως τρία τις εκατό (2-3 %). Έτσι έχοντας μεγάλο ιξώδες το λιπαντικό μπορεί να διατηρήσει το ιξώδες του κάπως υψηλό και σε υψηλότερες θερμοκρασίες.

Όπως προαναφέρθηκε ο σημαντικότερος παράγοντας για να παρουσιάζει ένα λιπαντικό τις κατάλληλες ιδιότητες κατά την λειτουργία του αλλά και το βασικότερο στοιχείο για τον διαχωρισμό των λιπαντικών μεταξύ τους ανάλογα με την χρήση τους στο εμπόριο είναι το ιξώδες του κάθε λιπαντικού.

### Ιξώδες.

Το ιξώδες ενός ρευστού είναι το μέτρο της αντίστασης που προβάλλει το συγκεκριμένο ρευστό στην ροή. Είναι δηλαδή ένα μέτρο ρευστότητας. Εάν ένα ρευστό ρέει εύκολα, το ιξώδες του είναι χαμηλό. Πρόκειται τότε για ένα λεπτόρρευστο υγρό. Αντίθετα χαρακτηρίζεται ένα ρευστό ως παχύρρευστο όταν ρέει με δυσκολία. Το ρευστό αυτό έχει υψηλό ιξώδες. Για κάθε

τύπο μηχανής και για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, η επιλογή του λιπαντικού πρέπει να είναι σωστή γιατί διαφορετικά η μηχανή θα παρουσιάσει δυσλειτουργίες.

Ένα λιπαντικό υψηλού ιξώδους παρουσιάζει τα εξής μειονεκτήματα όταν χρησιμοποιηθεί σε μια μηχανή:

- Αυξάνει τις τριβές και την έκλυση θερμότητας, με αποτέλεσμα απώλειες ενέργειας.
- Αυξάνει την θερμοκρασία.

Ένα λιπαντικό χαμηλού ιξώδους παρουσιάζει τα εξής μειονεκτήματα:

- Δημιουργεί κίνδυνο καταστροφής των επιφανειών λόγω τριβής.
- Μειώνει τον βαθμό απόδοσης της αντλίας λαδιού.

Υπάρχουν διάφοροι τρόποι καθορισμού και μετρήσεως του ιξώδους.

### **Δυναμικό ή απόλυτο ιξώδες.**

Αν θεωρηθεί το ιξώδες ως η αντίσταση που προβάλλει ένα στρώμα του ρευστού για να διολισθαίνει στο παράπλευρο στρώμα ρευστού, υπάρχει μια πειραματική βάση για να προσδιορίσουμε το απόλυτο ιξώδες. Μονάδα μετρήσεως είναι το poise.

$$\text{Δυναμικό ιξώδες} = \text{διατμητική τάση} / \text{ρυθμός διάτμησης}$$

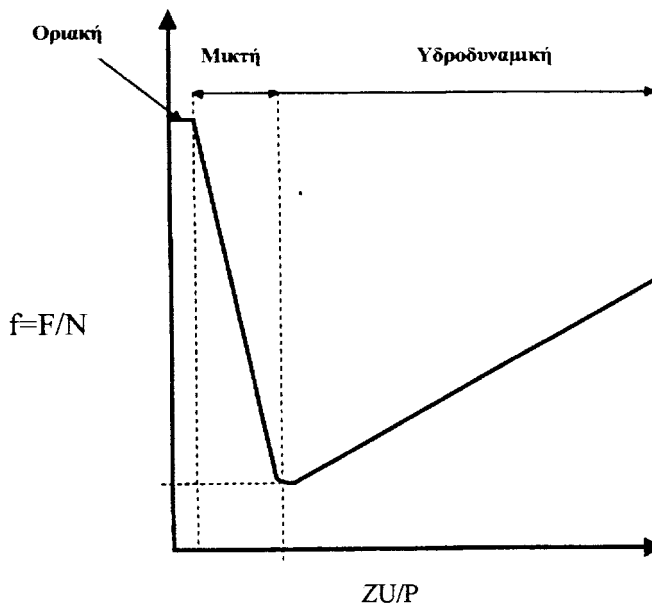
### **Κινηματικό ιξώδες.**

Ο συντελεστής που προκύπτει από την διαίρεση του απόλυτου ιξώδους δια της πυκνότητας του συγκεκριμένου ρευστού ονομάζεται κινηματικό ιξώδες. Μονάδα μέτρησης είναι το stoke.

Ιξώδες κατά SUS: Είναι ο πιο πρακτικός τρόπος μετρήσεως του ιξώδους και προσδιορίζεται από την μέτρηση του σχετικού ιξώδους που καθορίζει ο χρόνος που χρειάζεται μια σταθερή ποσότητα ενός ρευστού για να διαρρεύσει από ένα πρότυπο ακροφύσιο σε προκαθορισμένο χρόνο. Μονάδα μέτρησης είναι η μονάδα Saybolt (SUS). Η μονάδα αυτή εκφράζει το ιξώδες σε μία καθορισμένη θερμοκρασία, συνήθως 100°C. Οι αριθμοί SAE εκφράζουν περιοχές ιξώδους σε SUS και σε ορισμένες περιοχές θερμοκρασιών και χαρακτηρίζουν συνήθως ομάδες ορυκτελαίων. Στην Ευρώπη χρησιμοποιούνται ως μονάδες μετρήσεως του ιξώδους οι βαθμοί Engler ή ο χρόνος Redwood.

Μερικές έννοιες που θα ήταν καλό να αναφερθούν ακόμα για την καλύτερη κατανόηση των μεθόδων υπολογισμού που ακολουθούν είναι αυτές των μορφών της λίπανσης. Οι μορφές αυτές είναι η υδροδυναμική, η μικτή και η οριακή λίπανση.

Για την καλύτερη κατανόηση του παρακάτω σχήματος πρέπει να ορίσουμε ορισμένες παραμέτρους της τριβής.



Εικόνα 1.1: Διάγραμμα του Stribeck. [1]

Αν  $N$  είναι η δύναμη που ασκείται πάνω σε ένα σώμα που κινείται πάνω σε μία επιφάνεια και  $F$  η δύναμη που κινεί το σώμα τότε ο λόγος  $f$  των  $F$  και  $N$  ορίζεται ως ο δυναμικός συντελεστής τριβής. Αν η επαπτομενική δύναμη είναι αυτή που χρειάζεται το σώμα για να εκκινήσει τότε ο λόγος των δύο αυτών δυνάμεων είναι ο στατικός συντελεστής τριβής.

$$f = F/N$$

Η δύναμη  $F$  είναι αυτή που φέρει αντίσταση στην κίνηση και ονομάζεται τριβή. Αν  $Z$  είναι το δυναμικό ιξώδες του λιπαντικού,  $U$  η ταχύτητα του σώματος και  $P$  η πίεση πάνω στο κινούμενο σώμα τότε, αν σε ένα άξονα βάλουμε τις τιμές του συντελεστή της τριβής που προκύπτει ( $f$ ) και στον άλλο την παράμετρο  $ZU/P$  τότε προκύπτει το παραπάνω διάγραμμα γνωστό και ως διάγραμμα Stribeck. Σε αυτό το διάγραμμα είναι φανερό ότι διακρίνονται τρεις περιοχές λίπανσης: η περιοχή της οριακής λίπανσης όπου υπάρχει ελάχιστο λιπαντικό ανάμεσα στις τριβόμενες επιφάνειες, η περιοχή της μεικτής λίπανσης όπου αυξάνεται λίγο η ποσότητα του λιπαντικού ανάμεσα στις επιφάνειες και έχουμε ελάχιστη επαφή τους, η περιοχή της υδροδυναμικής λίπανσης όπου το λιπαντικό έχει αυξηθεί ακόμα περισσότερο και οι επιφάνειες δεν εφάπτονται καθόλου.

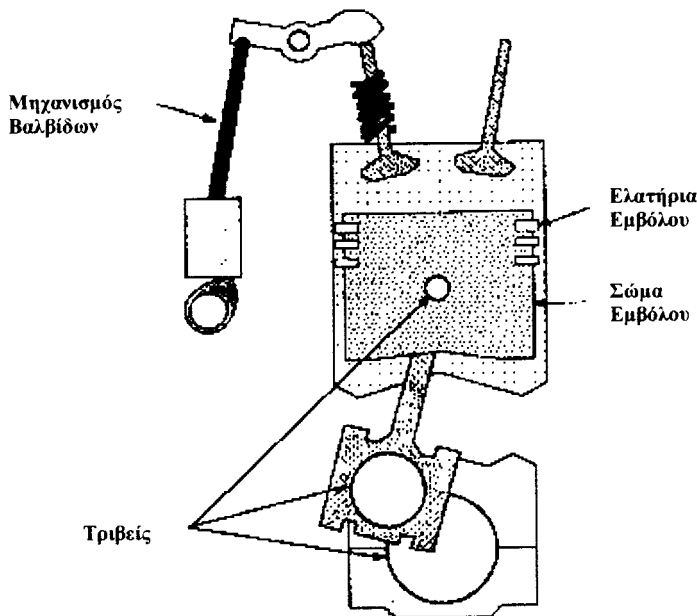
## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

### ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΩΝ ΣΤΙΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ.

Παράγοντες όπως η λίπανση, η τριβή και η φθορά παίζουν βασικό ρόλο σε πολλές παραμέτρους της σχεδίασης των μηχανών εσωτερικής καύσης. Η αξιοπιστία και η διάρκεια ζωής είναι οι βασικότεροι παράγοντες που λαμβάνονται υπ' όψιν κατά την σχεδίαση μίας μηχανής και ο ρόλος της τριβής σε αυτούς είναι πρωταρχικός. Η μικρή μηχανική τριβή καθ' όλη την λειτουργία της μηχανής, και ειδικότερα στα σημεία που λειτουργούν συνέχεια είναι βασικός στόχος των κατασκευαστών. Η οικονομία καυσίμου που είναι βασικός στόχος στις καινούργιες μηχανές ανάγκασε τους κατασκευαστές στην μελέτη και κατανόηση του μηχανισμού της τριβής, τον υπολογισμό της και σαν αποτέλεσμα τον σχεδιασμό και την κατασκευή μηχανών που παρουσιάζουν μικρότερες απώλειες ενέργειας λόγω τριβής.

Τις τελευταίες δεκαετίες έχουν γίνει αρκετές έρευνες κυρίως με εμπειρικές μεθόδους, με σκοπό τον υπολογισμό των απωλειών λόγω της τριβής. Αυτές που έδωσαν χρήσιμα αποτελέσματα ξεχώρισαν γιατί ανέπτυξαν καλύτερα μαθηματικά μοντέλα και χρησιμοποίησαν ανεπτυγμένες τεχνολογικά πρότυπες μηχανές.

Τα κυριότερα στοιχεία των μηχανών που παρουσιάζονται τα μεγαλύτερα ποσοστά απωλειών λόγω τριβής είναι το σώμα του εμβόλου, τα ελατήρια του εμβόλου, οι τριβείς (κουζινέτα) και ο μηχανισμός των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής.



Εικόνα 2.1: Σχηματική παράσταση των βασικότερων λιπανόμενων μερών σε μια μηχανή εσωτερικής καύσης. [5]

Η τριβή στις μηχανές αναπτύσσεται μεταξύ των επιφανειών που βρίσκονται σε σχετική κίνηση από τις διατμητικές τάσεις του λιπαντικού που υπάρχει ανάμεσα σε αυτές τις επιφάνειες και από τις διατμητικές τάσεις του υλικού των επιφανειών όταν έρχονται σε επαφή λόγω τοπικής έλλειψης λιπαντικού. Γενικότερα ισχύει ότι η ισχύς της τριβής ισούται με τη διαφορά της ενδεικνυμένης και της ωφέλιμης ισχύος. Η ενδεικνυόμενη ισχύς υπολογίζεται από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα και η ωφέλιμη μετράται με τη βοήθεια δυναμόμετρου. Η διαφορά τους μας δίνει την ισχύ της τριβής. Ο τρόπος αυτός μέτρησης δεν είναι πρακτικός γι'



αυτό χρησιμοποιείται ένα δυναμόμετρο του οποίου μετράται η ισχύς του που χρειάζεται για να κινήσει την εν λόγω μηχανή χωρίς καύση. Από αποτελέσματα τέτοιων μετρήσεων είναι γνωστό ότι η ισχύς της τριβής αυξάνεται με την ταχύτητα και το φορτίο και μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα εισαγωγής. Ο τρόπος αυτός μέτρησης έχει και μία άλλη χρησιμότητα. Μπορούν να αφαιρεθούν ορισμένα εξαρτήματα και έτσι να προκύψει η ισχύς της τριβής μεμονωμένων στοιχείων της μηχανής.

Μία έρευνα βασισμένη σε αυτή την λογική έγινε στα εργαστήρια ερευνών της General Motors και τα αποτελέσματά της παρουσιάζονται εδώ με σκοπό την κατανόηση της σημασίας του ρόλου της τριβής στις μηχανές εσωτερικής καύσης και τον ποσοστιαίο διαχωρισμό των απωλειών της τριβής στα μέρη της μηχανής που προαναφέρθηκαν.

Τα χαρακτηριστικά των τριών μηχανών με βάση τις οποίες έγινε η έρευνα αυτή παρουσιάζονται στον Πίνακα (2.1) που ακολουθεί.

	V8	V6 5.0 Lit	V6 5.8 Lit
<b>ΜΗΧΑΝΗ</b>			
Όγκος εμβολισμού (L)	5,0	5,0	5,8
Διάμετρος κυλίνδρου (mm)	96,52	106,17	111,45
Διαδρομή εμβόλου (mm)	85,98	94,58	99,28
Μήκος διωστήρα (mm)	152,4	167,7	176,0
Μέγιστη ταχύτητα εμβόλου στις 2000 r/min (m/s)	5,74	6,30	6,62
Λιπαντικό μηχανής	10W30	10W30	10W30
Μάζα που παλινδρομεί (Kg)	0,996	1,217	1,346
Μάζα που περιστρέφεται (Kg)	0,520	0,635	0,702
<b>ΤΡΙΒΕΙΣ</b>			
Διωστήρα			
Μήκος (mm)	20,22	22,50	22,30
Ακτίνα (mm)	26,98	30,01	29,76
Ακτινικό διάκενο (μm)	26,98	30,01	29,76
Πείρου			
Μήκος (mm)	22,30	24,80	24,59
Ακτίνα (mm)	12,45	13,85	13,73
Ακτινικό διάκενο (μm)	12,50	13,90	13,78
Main Number 1			
Μήκος (mm)	24,00	26,70	26,47
Ακτίνα (mm)	31,74	35,30	35,00
Ακτινικό διάκενο (μm)	31,75	35,31	35,02
<b>ΕΜΒΟΛΟ</b>			
Μήκος σώματος (mm)	65,08	71,59	75,16
Ακτινικό διάκενο (μm)	7,0	7,0	7,0
Προφίλ σώματος	Βαρελοειδές	Βαρελοειδές	Βαρελοειδές
<b>ΕΛΑΤΗΡΙΟ</b>			
Πρώτο ελατήριο			
Πλάτος (mm)	1,7	1,7	1,7
Ελαστική δύναμη (N)	21,0	23,1	24,3
Δεύτερο ελατήριο			
Πλάτος (mm)	1,7	1,7	1,7
Ελαστική δύναμη (N)	15,0	16,5	17,3

Ελατήριο λαδιού			
Πλάτος (mm)	0,6	0,6	0,6
Ελαστική δύναμη (N)	27,5	30,3	31,8
<b>ΣΥΣΤΗΜΑ ΒΑΛΒΙΔΩΝ</b>			
Βαλβίδα εισαγωγής			
Διάμετρος βαλβίδας (mm)	42,4	47,2	49,9
Βάρος βαλβίδας (Kg)	0,119	0,161	0,188
Σκληρότητα ελατηρίου (N/m)	49,00	57,00	49,00
Φόρτιση ελατηρίου (N)	394,0	475,0	375,0
Βαλβίδα εξαγωγής			
Διάμετρος βαλβίδας (mm)	34,3	39,1	41,8
Βάρος βαλβίδας (Kg)	0,094	0,134	0,160
Σκληρότητα ελατηρίου (N/m)	38,60	46,70	38,60
Φόρτιση ελατηρίου (N)	318,0	390,0	320,0

Πίνακας 2.1: Χαρακτηριστικά των τριών μηχανών που χρησιμοποιήθηκαν στην έρευνα της General Motors.[5]

Η έρευνα έγινε για μια μηχανή 5.0Lit V-8 μια 5.0Lit V-6 και μια 5.8Lit V-6 και τα αποτελέσματα για την ισχύ της τριβής παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.

	V8		V6DISP		V6AREA	
	2000 r/min	5000 r/min	2000 r/min	5000 r/min	1732 r/min	4330 r/min
	kW	kW	kW	kW	kW	kW
Τριβείς	0.90 (19.8%)	5.00 (31.5%)	0.97 (21.9%)	5.38 (32.4%)	0.74 (19.9%)	4.10 (29.2%)
Σώμα	0.95 (20.7%)	5.35 (33.6%)	1.01 (22.9%)	6.10 (36.8%)	0.94 (25.3%)	5.68 (40.5%)
Ελατήρια	1.17 (25.6%)	2.96 (18.6%)	1.05 (23.8%)	2.74 (16.5%)	1.02 (27.4%)	2.57 (18.3%)
Μηχ.Βαλβίδων	1.55 (33.9%)	2.60 (16.3%)	1.39 (31.4%)	2.38 (14.3%)	1.02 (27.4%)	1.68 (12.0%)
<b>Σύνολο</b>	<b>4.57</b>	<b>15.91</b>	<b>4.42</b>	<b>16.60</b>	<b>3.72</b>	<b>14.03</b>

Πίνακας 2.2: Αποτελέσματα της κατανομής της ισχύος της τριβής στις υπό εξέταση μηχανές της έρευνας της General Motors. [5]

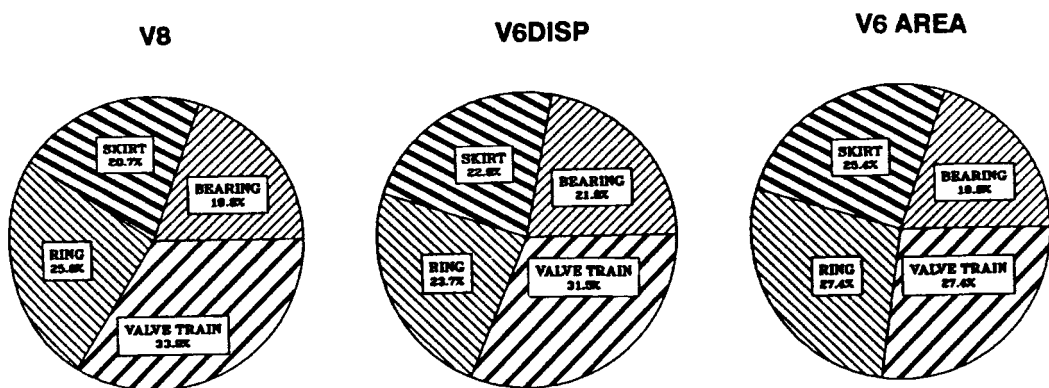
Με βάση τα αποτελέσματα αυτά και τη μελέτη των διαγραμμάτων που προέκυψαν μπορούν να εξαχθούν ορισμένα συμπεράσματα για τους παράγοντες που επηρεάζουν το μέγεθος της τριβής που αναπτύσσεται. Οι τρεις βασικότεροι παράγοντες είναι ο αριθμός των κυλίνδρων, το μέγεθος της μηχανής και η ταχύτητά της.

Όσο αναφορά τον αριθμό των κυλίνδρων προκύπτει ότι για σταθερή ταχύτητα ο κινητήρας V-6 παρουσιάζει σημαντικά χαμηλότερη τριβή από τον κινητήρα V-8. Η τριβή του

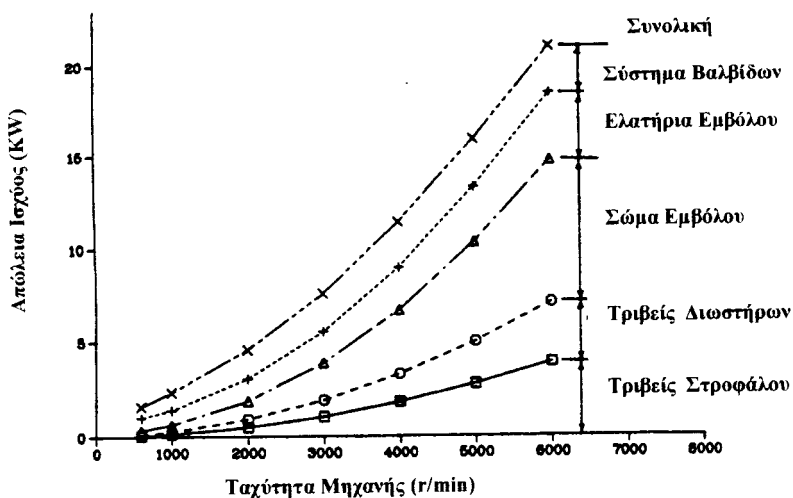
V-6 είναι 19% χαμηλότερη στην μικρότερη ταχύτητα και 12% μικρότερη στην υψηλότερη ταχύτητα.

Όσο αφορά το μέγεθος της μηχανής συμπεράσματα μπορούν να εξαχθούν συγκρίνοντας τους δύο κινητήρες V-6 οι οποίοι έχουν διαφορετικό όγκο εμβολισμού. Αυτές οι δύο μηχανές έχουν κατασκευαστεί να παράγουν την ίδια ισχύ. Παρατηρούμε ότι η αύξηση της τριβής προέρχεται περισσότερο από το σύστημα των βαλβίδων και από τους τριβείς παρά από το σώμα του εμβόλου και τα ελατήριά του.

Όσο αφορά την ταχύτητα της μηχανής συμπεράσματα μπορούν να εξαχθούν παρατηρώντας το παρακάτω σχήμα (Εικ.2.3) .



Εικόνα 2.2: Αναλογία του μεγέθους της τριβής που δημιουργείται λόγω των παραγόντων που την προκαλούν για τις τρεις μηχανές στις 2000 r/min. [5]



Εικόνα 2.3: Η τριβή σε συνάρτηση της ταχύτητας για κάθε παράγοντα της τριβής για την μηχανή V-8. [5]

Προκύπτει ότι η τριβή λόγω του συστήματος των βαλβίδων είναι μεγάλη στις μικρές ταχύτητες περίπου το ένα τρίτο της συνολικής, και μειώνεται περίπου στο ένα έκτο στις υψηλότερες. Λόγω των τριβέων και του σώματος του εμβόλου προκύπτει ότι η τριβή αυξάνεται από το ένα πέμπτο στο ένα τρίτο για το καθένα με την αύξηση της ταχύτητας. Η τριβή λόγω των ελατηρίων του εμβόλου μειώνεται με την αύξηση της ταχύτητας αλλά όχι τόσο αισθητά.

Με βάση τις παρατηρήσεις που έγιναν και τα γενικά συμπεράσματα προκύπτει πόσο σημαντική είναι η μελέτη της τριβής και ειδικότερα η μελέτη της τριβής που αναπτύσσεται από το σώμα και από τα ελατήρια του εμβόλου. Γι αυτό τον λόγο θα γίνει προσπάθεια να μελετηθούν και να συγκριθούν μερικές από τις βασικές μεθόδους υπολογισμού της δύναμης της τριβής που αναπτύσσεται στα έμβολα των μηχανών εσωτερικής καύσης.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

### ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΜΕΛΕΤΗΣ ΠΟΥ ΕΓΙΝΕ ΓΙΑ ΤΟΝ ΑΜΕΡΙΚΑΝΙΚΟ ΣΤΡΑΤΟ.

Αυτή η έρευνα παρουσιάζει ένα απλοποιημένο μοντέλο ενός πλήρους εμβόλου (μαζί με τα ελατήρια) (PRA) το οποίο έχει αναλυθεί για το σώμα του εμβόλου και για τα ελατήριά του ξεχωριστά. Το μοντέλο των ελατηρίων υπόκειται σε υδροδυναμική και μικτή λίπανση ενώ το μοντέλο του σώματος του εμβόλου σε υδροδυναμική λίπανση μόνο.

Η εξίσωση του Reynolds χρησιμοποιείται ως κύρια εξίσωση επίλυσης για το υδροδυναμικό σύστημα και για τα δύο μοντέλα. Απλοποιημένες υποθέσεις χρησιμοποιούνται για την μικτή λίπανση στο μοντέλο των ελατηρίων.

Το μοντέλο αυτό δημιουργεί την καμπύλη του Stribeck για δεδομένη γεωμετρία του ελατηρίου. Το μοντέλο του σώματος του εμβόλου δημιουργεί σχέσεις μεταξύ της δύναμης τριβής και την γεωμετρία του εμβόλου, την ταχύτητα του, το ιξώδες του λιπαντικού και υποθετικές οριακές συνθήκες. Τα αποτελέσματα αυτών των μοντέλων συγκρίθηκαν με μετρήσεις που έγιναν σε ειδική διάταξη ενός κυλίνδρου μιας πετρελαιοκίνητης (diesel) μηχανής. Οι θεωρητικοί αυτοί υπολογισμοί έχουν λογικά αποτελέσματα σε σχέση με τα μετρούμενα δεδομένα.

Όταν επιβαλλόταν η μείωση της κατανάλωσης καυσίμου, οι μηχανικοί κατασκευαστές αυτοκινήτων ενδιαφέρθηκαν για την μείωση της τριβής στις μηχανές. Οι ερευνητές θεώρησαν το έμβολο μαζί με τα ελατήρια (PRA) ότι είναι υπεύθυνο κατά κύριο λόγο για την τριβή της μηχανής. Ο υπολογισμός της τριβής που δημιουργείται από το έμβολο είναι ο στόχος πολλών θεωρητικών και εμπειρικών μοντέλων, αλλά λίγα μοντέλα κατάφεραν να παρουσιάσουν μια γενική σχέση για τον υπολογισμό αυτής της τριβής.

Αυτή η έρευνα έχει ως σκοπό να βρει ένα απλοποιημένο και γενικό μοντέλο που μπορεί να υπολογίσει την τριβή του εμβόλου. Το μοντέλο είναι βασισμένο στην θεμελιώδη θεωρία της λίπανσης και έχει επιβεβαιωθεί πειραματικά σε ένα κύλινδρο μιας diesel μηχανής. Τα αποτελέσματα της έλλειψης λιπαντικού στα ελατήρια έχουν εισαχθεί και επιβεβαιωθεί πειραματικά.

Η τριβή του εμβόλου συνολικά (PRA) αποτελείται κυρίως από την τριβή των ελατηρίων του εμβόλου και από την τριβή του σώματος του εμβόλου. Τα δύο αυτά είδη τριβής έχουν αναλυθεί ξεχωριστά.

#### Τριβή ελατηρίων εμβόλου.

Οι νεότερες και απλούστερες εμπειρικές σχέσεις χρησιμοποιούνται για να υπολογιστεί η τριβή των ελατηρίων του εμβόλου και βρέθηκαν από συσχέτιση πειραματικών αποτελεσμάτων από τεστ σε ελατήρια. Αυτά τα μοντέλα είναι βασισμένα στην υδροδυναμική περιοχή της καμπύλης του Stribeck που μπορεί να εκφραστεί ως:

$$f = B S^m \quad (3.1)$$

όπου B και m είναι σταθερά και S είναι παράμετρος που δίνεται από τον τύπο

$$S = \frac{\mu \cdot V_p}{P \cdot L} \quad (3.2)$$

Αυτά τα μοντέλα δεν εξετάζουν την γεωμετρία του ελατηρίου. Έχει βρεθεί ότι ο συντελεστής  $m$  μεταβάλλεται πολύ πλατιά με τη γεωμετρία του ελατηρίου και πρέπει να εξετάζεται στο μοντέλο της τριβής του ελατηρίου του εμβόλου.

Άλλα άρθρα χρησιμοποιούν αποτελέσματα από ποικίλες πειραματικές μεθόδους για να φτάσουν σε υπολογισμό της τριβής του ελατηρίου του εμβόλου. Οι εξισώσεις που λαμβάνονται με αυτό τον τρόπο ισχύουν για μηχανές που έχουν παρόμοια χαρακτηριστικά με αυτές που έγιναν τα τεστ.

Άλλα άρθρα βρήκαν μια σχέση της τριβής του ελατηρίου του εμβόλου εξετάζοντας μόνο συνθήκες μικτής λίπανσης και υποστήριξαν ότι η υδροδυναμική λίπανση πιθανόν θα υπήρχε αλλά σε πολύ μικρό μέρος. Αυτά τα μοντέλα είναι βασισμένα στην θεωρία της λίπανσης και έχουν παραχθεί από πειραματικά μοντέλα. Αυτές οι τελικές εξισώσεις συνιστώνται για μηχανές που χρησιμοποιούν λιπαντικό χαμηλού ιξώδους ή λειτουργούν σε μικρές ταχύτητες όπου η μικτή λίπανση υπερέχει. Είναι γενικότερη παρατήρηση ότι η υδροδυναμική λίπανση υπερέχει στην πραγματική λειτουργία της μηχανής η οποία θέτει όρια στην χρησιμοποίηση αυτών των εξισώσεων.

Δεν υπάρχει κάποιο απλό μοντέλο αυτή τη στιγμή διαθέσιμο για να υπολογίσει την τριβή του ελατηρίου του εμβόλου και να χρησιμοποιηθεί γενικά σε οποιαδήποτε μηχανή.

### **Τριβή του σώματος του εμβόλου.**

Η μοντελοποίηση της τριβής του σώματος του εμβόλου έχει γίνει το θέμα πολλών δημοσιεύσεων την τελευταία δεκαετία. Αυτά τα μοντέλα εξετάζουν την συμπεριφορά και την φύση της λίπανσης, θερμικά αποτελέσματα, ελαστικές παραμορφώσεις του σώματος του εμβόλου και την κλίση του εμβόλου. Και η υδροδυναμική και η μεικτή λίπανση του σώματος μαζί εξετάζονται συχνά.

Από τα αποτελέσματα των παραπάνω αναλύσεων έχει καθοριστεί ότι μέχρι το 50% της τριβής του συνόλου του εμβόλου οφείλεται μόνο στο σώμα του εμβόλου. Έχει επίσης βρεθεί ότι το σώμα του εμβόλου συντελεί κατά κύριο λόγο στο υδροδυναμικό σύστημα.

Αν και έχει διεξαχθεί μεγάλο πλήθος ερευνών στο θέμα της τριβής του σώματος, δεν υπάρχει ένα γενικό και απλουστευμένο μοντέλο που να μπορεί να υπολογίσει την τριβή ανάμεσα στο σώμα και στο τοίχωμα του κυλίνδρου.

Το άρθρο σκοπεύει να εισάγει μια νέα προσέγγιση στον υπολογισμό της συνολικής τριβής του εμβόλου. Η τριβή των ελατηρίων του εμβόλου θα βρεθεί γενικεύοντας τα ατομικά διαγράμματα του Stribeck τα οποία είναι βασισμένα μόνο στη γεωμετρία του εμβόλου. Τα αποτελέσματα της έλλειψης λιπαντικού θα παρέχονται πολλαπλασιάζοντας τις δυνάμεις τριβής των ελατηρίων με τον συντελεστή «έλλειψης λαδιού».

Η τριβή του σώματος του εμβόλου θα βρεθεί υπολογίζοντας μια αδιάστατη χαρακτηριστική παράμετρο του σώματος  $Scp$  η οποία είναι βασισμένη μόνο στη γεωμετρία του σώματος.

Από την  $Scp$  μπορεί να ληφθεί μια άλλη αδιάστατη παράμετρος τριβής του σώματος του εμβόλου η  $Fcp$ .

Η  $Fcp$  προβλέπει μια σχέση ανάμεσα στην δύναμη τριβής του σώματος και στο ιξώδες του λιπαντικού, ταχύτητα του εμβόλου και υποθέτει οριακές συνθήκες ανάμεσα στο φιλμ λιπαντικού και στο σώμα.

### 3.1. Θεωρητική ανάπτυξη του μοντέλου.

Το υδροδυναμικό μοντέλο του ελατηρίου του εμβόλου είναι βασισμένο στις παρακάτω παραδοχές.

- Το ελατήριο είναι πλήρως βυθισμένο σε λάδι από το σημείο εισόδου του λαδιού μέχρι το σημείο εξόδου (δεν υπάρχει σχηματισμός κοιλοτήτων).
- Το πάχος του φιλμ λαδιού θεωρείται ότι είναι σταθερό γύρω από την περιφέρεια του ελατηρίου.
- Το ελατήριο δεν περιστρέφεται.
- Χρησιμοποιείται ένα λιπαντικό που διέπεται από τους κανόνες του Newton (Νευτόνιο) άρα εφαρμόζεται η μονοδιάστατη εξίσωση του Reynolds.
- Οι θερμικές και ελαστικές παραμορφώσεις στο ελατήριο και στο τοίχωμα του κυλίνδρου είναι αμελητέες.
- Το λιπαντικό είναι ένα ασυμπύεστο ρευστό.
- Το διαφορετικό πάχος του φιλμ του λαδιού έχει αμελητέα επίδραση στη φόρτιση του ελατηρίου.
- Η τριβή που αναπτύσσεται είναι μόνο λόγω του φιλμ λαδιού άρα δεν υπάρχει μεταλλική επαφή.

Υποθέτουμε ότι τα ακόλουθα μεγέθη είναι γνωστά

- Η στιγμιαία ταχύτητα του εμβόλου ( $V_p$ ).
- Το ιξώδες του λιπαντικού ( $\mu$ ).
- Η πίεση πίσω από το ελατήριο ( $P$ ), περιέχοντας την πίεση λόγω της τάσης του ελατηρίου και την πίεση του αερίου.

Η βασική γεωμετρία του ελατηρίου ( $C$ ,  $a$  και  $L$ ) που φαίνεται στην Εικ.(3.1). Η εξίσωση του Reynolds που εξετάζει μονοδιάστατο ασυμπύεστο ρευστό θα χρησιμοποιηθεί για να υπολογιστεί το πάχος του φιλμ λαδιού και η πίεση του φιλμ. Η μορφή της εξίσωσης είναι:

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial}{\partial x} (h^3 \frac{\partial p}{\partial x}) = -6V_p \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.3)$$

Σχετικά με την Εικ.(3.1) η γεωμετρία του ελατηρίου θεωρείται σαν να είναι δύο παραβολές, εφραπτόμενος στο σημείο του ελάχιστου πάχους του λιπαντικού. Το πάχος του φιλμ λαδιού  $h$ , όταν εξετάζεται αυτό το προφίλ του ελατηρίου είναι :

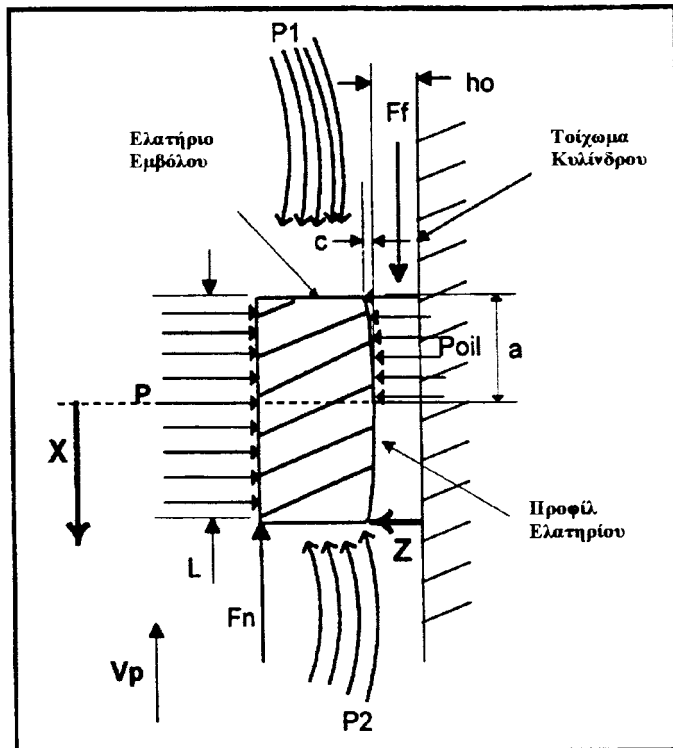
$$h = h_x + h_o \quad (3.4)$$

όπου:

$$h_x = c \left( \frac{x}{a} \right)^2 \quad (3.5)$$

και  $h_o$  είναι το ελάχιστο πάχος του φιλμ λαδιού.

Το πάχος φιλμ λαδιού και η πίεση φιλμ λαδιού βρίσκονται λύνοντας την εξίσωση (3.3).



Εικόνα 3.1: Ελατήριο εμβόλου. Διάγραμμα ελεύθερου σώματος. [1]

### 3.1.1. Μοντέλο των ελατηρίων του εμβόλου.

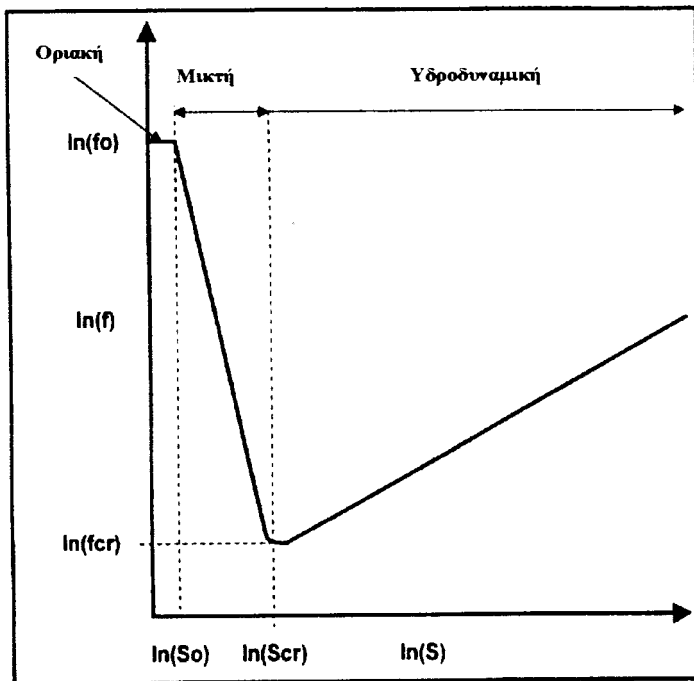
Η καμπύλη του Stribeck Εικ.(3.2) επεξηγεί την εξάρτηση του συντελεστή τριβής  $f$  από την παράμετρο. Μια ευθεία γραμμή θα αναπαριστούσε την σχέση μεταξύ  $\log(f)$  και  $\log(s)$  στην υδροδυναμική περιοχή. Μια ευθεία γραμμή επίσης θεωρήθηκε να παριστά την σχέση αυτή στην μεικτή περιοχή.

#### 3.1.1.1. Περιοχή υδροδυναμικής λίπανσης.

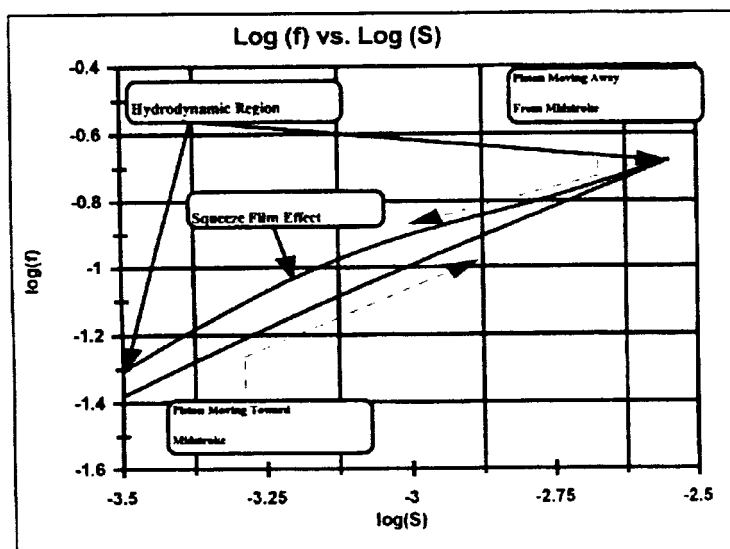
Η δύναμη  $F_f$  υπολογίστηκε χρησιμοποιώντας την εξίσωση του Reynolds και παριστά μία τυπική υδροδυναμική σχέση μεταξύ  $\log(f)$  και  $\log(s)$  για ένα χρόνο αμέσως μετά το κάτω νεκρό σημείο και μέχρι λίγο πριν το άνω νεκρό σημείο. Για βέλη στο σχήμα δείχνουν την κίνηση του εμβόλου όπως αλλάζει ο συντελεστής τριβής. Το αποτέλεσμα του φαινομένου του πιεσμένου φιλμ δημιουργείται από την επιβράδυνση



του ελατηρίου, το οποίο προκαλεί την συμπίεση του λαδιού ανάμεσα στο ελατήριο και το τοίχωμα, εκ τούτου αυξάνει ο συντελεστής τριβής.



Εικόνα 3.2: Διάγραμμα Stribeck. . [1]



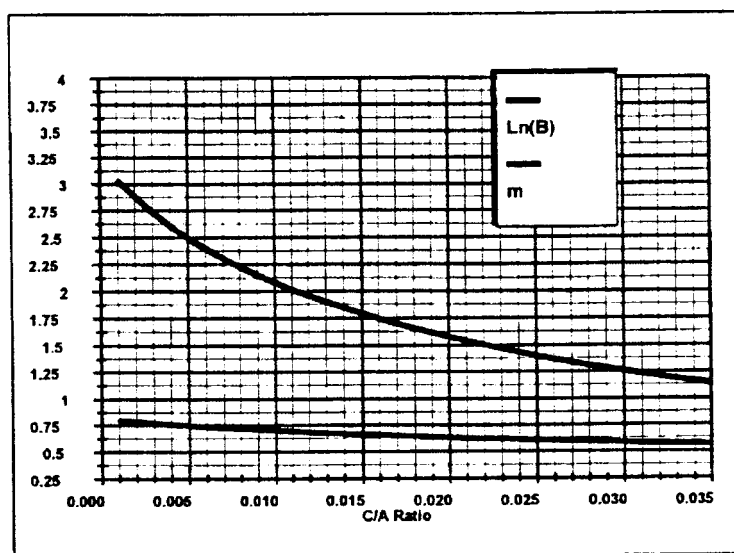
Εικόνα 3.3: Σχέση μεταξύ των λογαρίθμων  $\log(f)$  και  $\log(s)$ . [1]

Αυτό αναπαριστά τη συμβολή του τελευταίου όρου ( $\partial h / \partial t$ ) στην Εξ.(3.3). Αυτό δημιουργεί ένα βρόχο στο διάγραμμα Stribeck, εισάγοντας μια μικρή ποσότητα μη γραμμικότητας στην καμπύλη. Μία γραμμική παλινδρομική σχέση της καμπύλης μπορεί να εκφραστεί όπως ακόλουθα:

$$\ln(f) = m \ln(S) + \ln(B) \quad (3.6)$$

Η κλίση της κατάλληλης καμπύλης του Stribeck είναι το  $m$  και  $\ln(B)$  αντιστοίχως, εξαρτάται από την γεωμετρία του ελατηρίου. Η καμπυλότητα του ελατηρίου είναι καθορισμένη ως η αναλογία του κοιλώματος του προφίλ του ελατηρίου (C) στο άκρο του ελατηρίου προς το ύψος (a) του παραβολικού προφίλ. Έχει βρεθεί ότι μεταβάλλοντας το ύψος L του ελατηρίου διατηρώντας σταθερή την καμπυλότητα δεν επηρεάζει την εξάρτηση του συντελεστή τριβής ενώ υπάρχει μεγάλη σχέση μεταξύ την καμπυλότητα του ελατηρίου και αυτής της εξάρτησης.

Θεωρώντας αυτά το μοντέλο δημιουργεί μοναδικές καμπύλες του Stribeck για δεδομένη γεωμετρία του ελατηρίου μεταβάλλοντας την καμπυλότητα του ελατηρίου. Μια γραμμική παλινδρομικότητα έχει παρασταθεί για να σχετίσει το  $\ln(f)$  και το  $\ln(s)$ . Όταν μεταβάλλεται το  $c/a$  από 0,001 μέχρι 0,035 η Y παράμετρος (στον άξονα)  $\ln(B)$  και η κλίση του  $m$  αλλάζουν όπως επεξηγεί η Εικ. (3.4).



Εικόνα 3.4: Συντελεστές της εξίσωσης του Stribeck. [1]

### 3.1.1.2. Περιοχή μικτής λίπανσης.

Η τιμή της παραμέτρου που διαχωρίζει τον μικτό και υδροδυναμικό σύστημα λίπανσης είναι η  $Scr$  με την συμμετοχή του συντελεστή τριβής  $fc_r$ , δεν είναι η τιμή στην οποία το ελάχιστο πάχος φιλμ λαδιού είναι ισοδύναμο με το συνδυασμό του ύψους των ανωμαλιών του ελατηρίου και του τοιχώματος του κυλίνδρου. Η μέταλλο με μέταλλο επαφή συντελεστής τριβής για οριακή τριβή είναι  $Fo$  και η αντίστοιχη παράμετρος είναι  $So$ .

Η τιμή  $So$  μπορεί να θεωρηθεί ως ένας πολύ μικρός αριθμός ( $So \ll 10^{-10}$ ) και  $Fo$  μπορεί να βρεθεί από κατάλληλους πίνακες συντελεστών τριβής. Δυστυχώς δεν πρέπει να υποθεθεί αν ο αναγνώστης δεν βρει το σημείο μετάβασης από μικτή σε υδροδυναμική λίπανση. Μια λογική υπόθεση για το  $Scr$  βασίζεται σε μία τυπική συμπεριφορά του φιλμ λαδιού και του ελατηρίου και του τοιχώματος του κυλίνδρου το ύψος των ανωμαλιών είναι  $Scr = 1 \cdot 10^{-4}$ .

Υποθέτοντας ότι οι τιμές  $Scr$ ,  $So$  και  $Fo$  μπορούν να ληφθούν ο συντελεστής τριβής για μικτή λίπανση είναι:

$$\ln(f) = \frac{\ln(fc_r) - \ln(fo)}{\ln(Scr) - \ln(So)} (\ln(S) - \ln(Scr)) + \ln(fc_r) \quad (7)$$

Συνοπτικά, με δεδομένη την καμπυλωμένη αναλογία  $(c/a)$  το αντίστοιχο διάγραμμα Stribeck μπορεί να παραχθεί στην υδροδυναμική περιοχή χρησιμοποιώντας την Εικ.(3.4) και Εξ. (3.6) και στην μικτή περιοχή χρησιμοποιώντας την Εξ. (3.7). Αν το ιξώδες του λαδιού, η τάση του ελατηρίου, πίεση πίσω από το ελατήριο και η στιγμιαία ταχύτητα εμβόλου είναι γνωστά, ο κατάλληλος συντελεστής τριβής μπορεί να ληφθεί. Από τον συντελεστή τριβής, η δύναμη τριβής μπορεί εύκολα να υπολογιστεί.

### 3.1.2. Θεωρητική ανάπτυξη της τριβής του σώματος.

Το μοντέλο της τριβής του σώματος είναι βασισμένο στις ακόλουθες αρχικές υποθέσεις.

- Το σώμα είναι πλήρως βυθισμένο στο λάδι από το σημείο εισόδου του λαδιού μέχρι το σημείο εξόδου του.
- Χρησιμοποιείται ένα Νευτόνιο λιπαντικό, άρα εφαρμόζεται η εξίσωση του Reynolds.
- Θερμικές και ελαστικές παραμορφώσεις του σώματος του εμβόλου και του τοιχώματος είναι αμελητέες.
- Θεωρείται καθαρώς υδροδυναμική λίπανση.

Θεωρείται ότι τα παρακάτω μεγέθη είναι γνωστά.

- Η στιγμιαία ταχύτητα του εμβόλου ( $V_p$ ).
- Το ιξώδες του λιπαντικού ( $\mu$ ).
- Η βασική γεωμετρία του σώματος του εμβόλου.

Λόγω του ότι το πάχος του φιλμ του λαδιού ποικίλει και στις δύο (αξονικές και ακτινικές διευθύνσεις) η δισδιάστατη εξίσωση του Reynolds χρειάζεται ως ακολούθως:

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{1}{r^2 \mu} \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = -6V \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.8)$$

Αυτό αναπτύσσεται ως ακολούθως:

$$3h^2 \frac{\partial p}{\partial x} \frac{\partial h}{\partial x} + h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{1}{r^2} \left( 3h^2 \frac{\partial p}{\partial y} \frac{\partial h}{\partial y} + h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} \right) = -6\mu V p \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.9)$$

Σύμφωνα και με την Εικ.(3.5) η Εξ.(3.9) γίνεται:

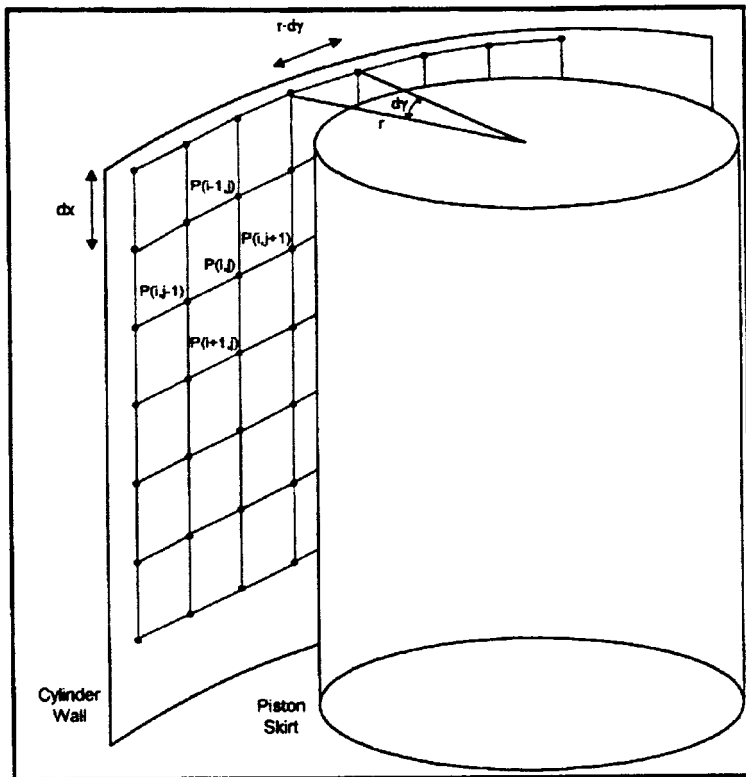
$$\begin{aligned} & 3h(i, j)^2 \frac{h(i+1, j) - h(i-1, j)}{2dx} \frac{p(i+1, j) - p(i-1, j)}{2dx} + \\ & 3h(i, j)^2 \frac{1}{r^2} \frac{h(i-1, j) - h(i+1, j)}{2dy} \frac{p(i+1, j) - p(i-1, j)}{2dy} + \\ & h(i, j)^3 \frac{p(i+1, j) - 2p(i, j) + p(i-1, j)}{dx^2} + \\ & h(i, j)^3 \frac{1}{r^2} \frac{p(i+1, j) - 2p(i, j) + p(i-1, j)}{dy^2} = \\ & -6Vp\mu \frac{h(i+1, j) - h(i-1, j)}{2dx} + 12\mu \frac{h(i, j)_i - h(i, j)_{i-1}}{dt} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Οι οριακές συνθήκες είναι:

- Η πίεση στην είσοδο και έξοδο του φιλμ λαδιού είναι ατμοσφαιρική. Η είσοδος και έξοδος του φιλμ λαδιού είναι εκεί που η πίεση του φιλμ λαδιού αρχίζει και τελειώνει
- Στο τέλος της παλινδρόμησης η περιφερειακή πίεση του σημείου αναφοράς πρέπει να είναι η ίδια όπως αυτή που θεωρήθηκε στο αρχικό σημείο.
- Στο τέλος της παλινδρόμησης το πάχος φιλμ λαδιού πρέπει να έχει την ίδια τιμή από για γωνία στροφάλου  $0^\circ$  και  $720^\circ$ .

Αν η στιγμιαία θέση του εμβόλου είναι γνωστή, το πάχος του φιλμ λαδιού  $h(i, j)$  μπορεί να λαμβάνεται. Αν το  $h(i, j)$  είναι γνωστό για κάθε μοίρα της γωνίας στροφάλου η πίεση του φιλμ λαδιού μπορεί να υπολογιστεί λύνοντας μια σειρά από

αλγεβρικές εξισώσεις που λαμβάνονται από την Εξ. (3.10) και τις οριακές συνθήκες. Όταν βρεθεί η πίεση του φιλμ λαδιού η δύναμη τριβής μπορεί να υπολογιστεί.



Εικόνα 3.5: Πλέγμα της μεθόδου πεπερασμένων στοιχείων. [1]

Με σκοπό να υπολογιστεί η ακτινική θέση του εμβόλου, οι δευτερεύουσες δυνάμεις (δυναμικές) του σώματος πρέπει να εξεταστούν σε ένα ολοκληρωμένο κινηματικό και δυναμικό μοντέλο. Η δυναμική ανάλυση θεωρεί τον διωστήρα και τον πείρο του εμβόλου σαν ένα σύστημα μάζας δύο σημείων με τις ακόλουθες παραδοχές.

Κινητικοί άγνωστοι

- Η μάζα του εμβόλου και του πείρου είναι  $m_3$  :  $x_3$  και  $z_3$  είναι αδρανειακές συντονίσεις του κέντρου μάζας του εμβόλου.
- Η μάζα του πανλινδρομούντος μέρους του διωστήρα είναι  $m_2$  :  $x_2$  και  $z_2$  είναι οι αδρανειακές συνιστώσες του πείρου εμβόλου.
- Η μάζα του περιστρεφόμενου μέρους του διωστήρα είναι  $m_1$ .
- Η ισοδύναμη μάζα της αδρανειακής ροπής του διωστήρα είναι  $re$ .

Παίρνοντας στιγμιαία ισορροπία για τα σημεία P και O (Εικ.(3.6)) και ισορροπώντας τις δυνάμεις που ενεργούν στο σώμα του εμβόλου δημιουργούνται έντεκα άγνωστοι και τέσσερις εξισώσεις εννέα κινητικοί άγνωστοι και δύο κινηματικοί, όπως φαίνεται λεπτομερώς:

Αναφερόμενοι στην Εικ(3.6) , παίρνοντας το σημείο P ως σημείο ισορροπίας και θεωρώντας ότι η γωνία της κλίσης του εμβόλου  $\lambda = 0$ :

$$\begin{aligned}
& (e-u) \cdot m_3 \cdot \frac{d^2 x_3}{dt^2} + cc \cdot m_3 \cdot \frac{d^2 \cdot z_3}{dt^2} + I_p \cdot \frac{d^2 \lambda}{dt^2} = \\
& -M - (u - \frac{d}{2}) F_{ft} - (rt - bb) F_t - (u + \frac{d}{2}) F_{fn} + \\
& (rn - bb) F_n - u F_{gas} - (u - e) m_3 g \quad (3.16)
\end{aligned}$$

Παίρνοντας το σύνολο των δυνάμεων για τους άξονες x και z:

$$F_t - F_n - A_2 = m_3 \frac{d^2 z_3}{dt^2} \quad (3.17)$$

$$(-F_{gas} - m_3 \cdot g - F_{ft} - F_{fn}) + A_1 = m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} \quad (3.18)$$

$$(L_2 + e - u) m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} + (L_1 + cc) m_3 \frac{d^2 z_3}{dt^2} +$$

κάνοντας το ίδιο για το σημείο O, οι εξισώσεις είναι:

$$\left( L_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + L_1 \frac{d^2 z_2}{dt^2} \right) m_2 + \tau_c \frac{d^2 \phi}{dt^2} =$$

$$-M - (u - d/2 - L_2) F_{ft} - (rt - bb + L_1) F_t \quad (3.19)$$

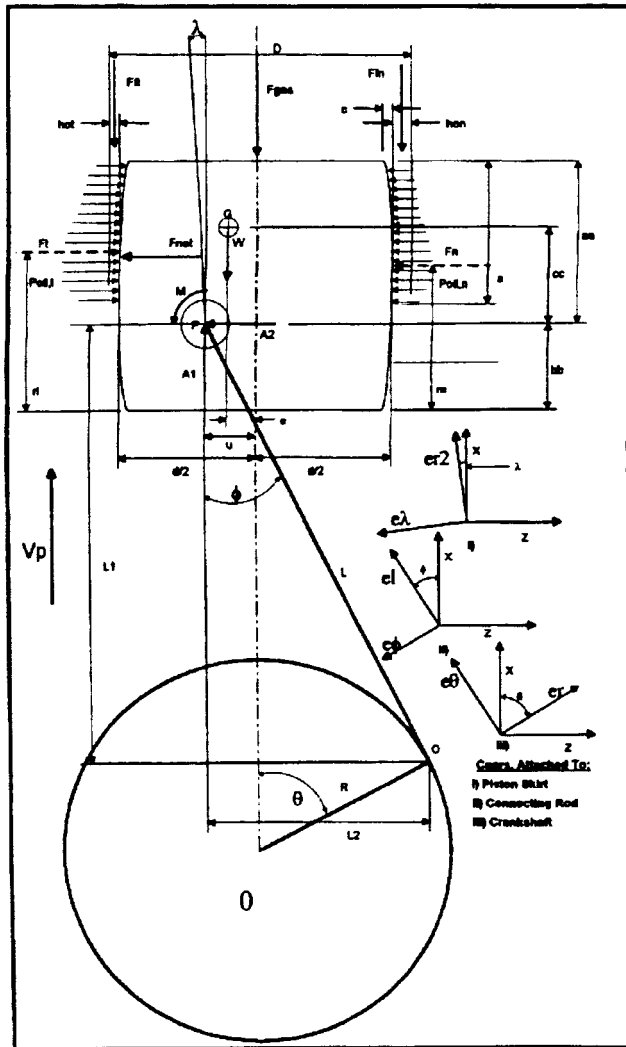
$$\begin{aligned}
& (u + d/2 - L_2) F_{fn} - (u - e - L_2) m_3 g \\
& (rn - bb + L_1) F_n - (u - L_2) F_{gas}
\end{aligned}$$

$$a\bar{O} = -\left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 R \cdot e\bar{r} + \frac{d^2\theta}{dt^2} R \cdot e\bar{\theta} \quad (3.20)$$

Τα διανύσματα στα σημεία O, P και G είναι:

$$a\bar{G} = -\left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 R \cdot e\bar{r} + \frac{d^2\theta}{dt^2} R \cdot e\bar{\theta} - \left( \frac{d\phi}{dt} \right)^2 L \cdot e\bar{l} + \frac{d^2\phi}{dt^2} L \cdot e\bar{\phi} \dots \quad (3.21)$$

$$a\bar{P} = -\left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2 R \cdot e\bar{r} + \frac{d^2\theta}{dt^2} R \cdot e\bar{\theta} - \left( \frac{d\phi}{dt} \right)^2 L \cdot e\bar{l} + \frac{d^2\phi}{dt^2} L \cdot e\bar{\phi} \quad (3.22)$$



Εικόνα 3.6 : Σκαρίφημα του σώματος του εμβόλου.  
[1]

Κινητικοί άγνωστοι :

$F_{ft}$ ,  $F_{fn}$  : δυνάμεις τριβής

$F_{nt}$ ,  $F_{nn}$  : κανονικές δυνάμεις

$r_t$ ,  $r_n$  : κέντρα πίεσης

$A_1$ ,  $A_2$ : αξονικές και ακτινικές δυνάμεις του πείρου του εμβόλου

$M$ : τριβή που ασκείται στον πείρο του εμβόλου

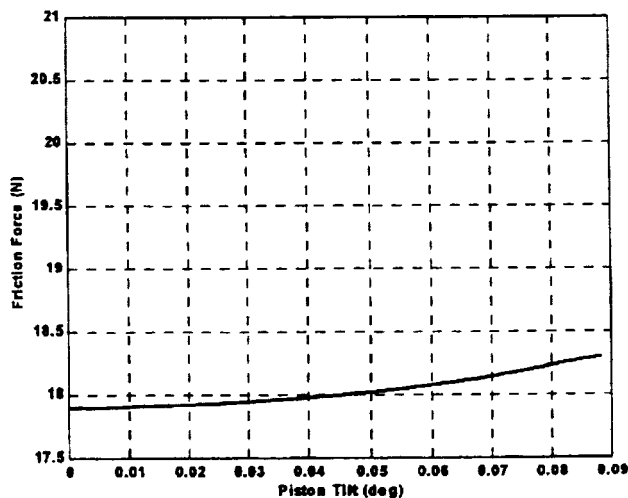
Κινηματικοί άγνωστοι:

Γωνία του διωστήρα  $\varphi$

Γωνία κλίσης του εμβόλου  $\lambda$

Οι ακόλουθες υποθέσεις και απλοποιήσεις μπορούν να γίνουν για να ελαττωθεί ο αριθμός των αγνώστων:

- Η ροπή  $M$  μπορεί να υπολογιστεί αν οι  $A1$  και  $A2$  είναι γνωστές χρησιμοποιώντας το μοντέλο επίλυσης για τους τριβείς.
- Οι παράγοντες  $\varphi$ ,  $d\varphi/dt$  και  $d\varphi^2/dt^2$  θεωρείται ότι είναι ίσοι με την περίπτωση που το έμβολο δεν έχει κλίση.
- Η  $(d\varphi/dt)^2$  μπορεί να υποτεθεί ότι είναι πολύ μικρότερη από την  $d\varphi/dt^2$  και να αγνοηθεί.
- Το αποτέλεσμα της εκκεντρότητας του εμβόλου στην οπή στην τριβή του σώματος του εμβόλου είναι σημαντικό, αλλά η επίδραση της κλίσης στην τριβή του εμβόλου είναι πολύ μικρή. Γι' αυτό η γωνία  $\lambda$  θα αγνοηθεί αλλά η εκκεντρότητα αυτή θα περιληφθεί. Αυτό είναι προφανές όταν δούμε τις Εικ.(3.7) και Εικ.(3.8) όπου η εκκεντρότητα του εμβόλου στην οπή και η κλίση του όπου επεκτείνονται στις μέγιστες δυνατές τιμές τους στην υπό δοκιμή μηχανή diesel Deutz. Από γεωμετρικές αναλύσεις αυτές οι μέγιστες τιμές βρέθηκαν: η γωνία  $\lambda \geq 0,08^\circ$  και η εκκεντρότητα του εμβόλου στην οπή  $[(h_{op} - h_{of}) \text{ στην Εικ. (3.6)}] = 80 \mu\text{m}$  (συνολικό διάκενο) είναι  $80 \mu\text{m}$ . Όπως φαίνεται η εκκεντρότητα του εμβόλου στην οπή έχει μεγαλύτερη επίδραση στην τριβή του εμβόλου από την κλίση του εμβόλου.

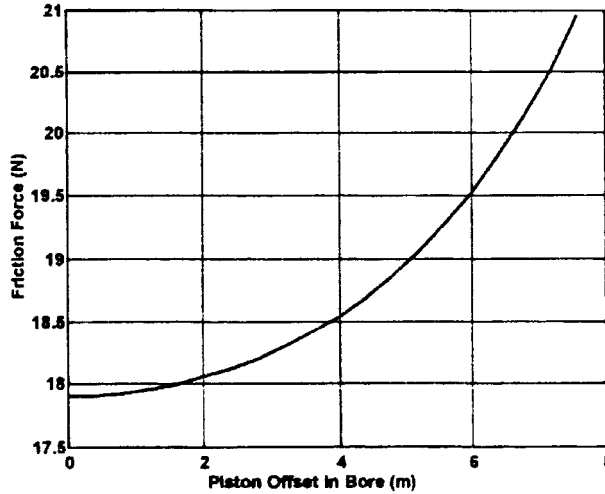


Εικόνα 3.7 : Δύναμη τριβής του εμβόλου σε σχέση με την κλίση του. [1]

Η αδρανειακή δύναμη του εμβόλου σε σχέση με την ακτινική επιτάχυνση  $m_3 d^2(z_3 / dt^2)$  είναι πολύ μικρή αν συγκριθεί με την δύναμη  $A2$  του πείρου του εμβόλου και την δικτυωτή κανονική δύναμη  $F_t - F_n$ . Γι' αυτό το  $m_3 d(z_3) / dt^2$  θα αγνοηθεί. Αυτό έχει επιβεβαιωθεί (μετά από υπολογισμό της δύναμης τριβής που έγινε) από την Εικ.(3.9) η οποία δείχνει ότι η τιμή του  $U$  υπολογισμένου αδρανειακού όρου είναι γενικότερα μικρότερο από 0,2% της  $A2$  ή  $(F_t - F_n)$ . Οι τιμές του σφάλματος είναι μεγάλες στα νεκρά σημεία γιατί η  $A2$  και  $(F_t - F_n)$  είναι σχεδόν μηδέν στα σημεία αυτά, δημιουργώντας αυξανόμενη σημασία στο σχετικό σφάλμα. Λόγω του ότι το απόλυτο

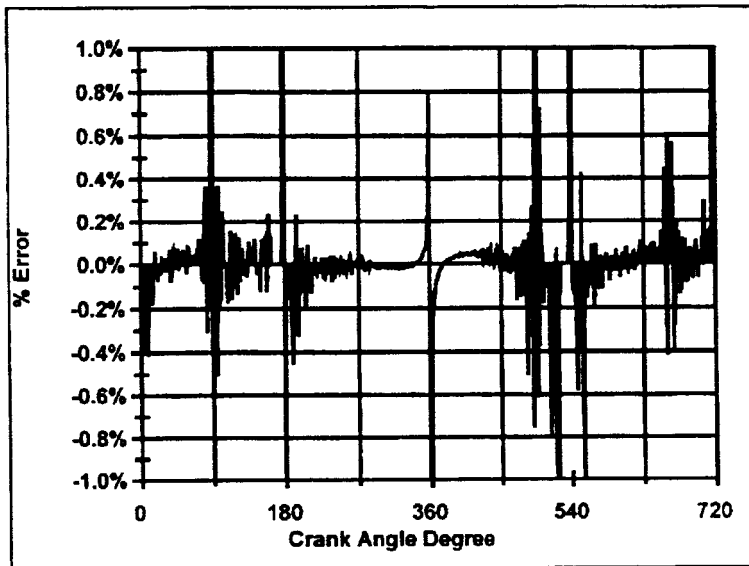


σφάλμα του  $M3 \frac{d^2}{dt^2}$  (23) /  $dt^2$  είναι επίσης πολύ μικρό σ' αυτά τα σημεία, αυτές οι οξύτερες αυξήσεις μπορούν να αγνοηθούν.



Εικόνα 3.8: Δύναμη τριβής σε σχέση με εκκεντρότητα του πείρου του εμβόλου. [1]

- Τα  $x_3$  και  $x_2$  θα θεωρηθεί ότι είναι ίσα με τα  $x_3$  και  $x_2$  του εμβόλου που είναι αναγκασμένο να κινείται στην αξονική διεύθυνση μόνο. Αυτά θα θεωρηθούν ως δεδομένα γιατί το έμβολο δεν εξετάζεται για την κλίση του.
- Τα κέντρα πίεσης ( $r_l$ ,  $r_t$ ) θα θεωρηθεί ότι ενεργούν στο κέντρο του πείρου του εμβόλου. Και αυτό επίσης ισχύει γιατί θεωρείται ότι το έμβολο δεν έχει κλίση.



Εικόνα 3.9: Σφάλμα σε σχέση με την εξάλειψη του ακτινικού αδρανειακού όρου. [1]

Μετά τις υπεράνω απλοποιήσεις θα χρησιμοποιηθούν στο μοντέλο οι παρακάτω δυναμικές εξισώσεις

$$-F_{gas} - m_3 g - F_{ft} - F_{fn} + A_1 = m_3 \frac{d^3 x_3}{dt^2} \quad (3.11)$$

$$F_t - F_n - A_2 = 0 \quad (3.12)$$

$$\left[ (L_2 - u + e) \frac{d^2 x_3}{dt^2} \right] m_3 + L_2 \frac{d^2 x_3}{dt^2} m_2 + \tau_c \frac{d^2 \phi}{dt^2} =$$

$$\begin{aligned} & -M - (u - d/2 - L_2) F_{ft} - (r_t - b_b + L_1) F_t - (u - e - L_2) m_3 g \\ & - (u - d/2 - L_2) F_{fn} + (r_n - b_b + L_1) F_n - (u - L_2) F_{gas} \end{aligned} \quad (3.13)$$

Οι εξισώσεις (11) - (13) δίνουν τους ακόλουθους αγνώστους:

Αγνώστους τριβής  $F_t, F_n, F_{ft}, F_{fn}$

Αγνώστους κινητικούς  $A_1, A_2$

Αγνώστους κινηματικούς  $x_3$

Υπάρχουν τρεις εξισώσεις και επτά άγνωστοι άρα το πρόβλημα παραμένει άλυτο. Αν όμως η θέση του εμβόλου θεωρηθεί γνωστή τότε τέσσερις άγνωστοι θα εξαλειφθούν. Τότε υπάρχουν τρεις εξισώσεις και τρεις άγνωστοι άρα το πρόβλημα γίνεται επιλύσιμο.

Μια και η ακτινική θέση του εμβόλου είναι γνωστή το φορτίο επαφής ( $z$ ) μπορεί να βρεθεί και οι άγνωστοι  $F_{ft}, F_{fn}, F_{nt}$  και  $F_{nn}$  μπορούν να υπολογιστούν:

$$\tau = \frac{h}{2} \cdot \frac{dp}{dx} + \mu \frac{V_p}{h} \quad (3.23)$$

Οι δυνάμεις τριβής είναι:

$$F_{ft} = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3\pi}{2}} \int_{-a}^0 \tau \cdot r p(x) dx dy \quad (3.24)$$

$$F_{fn} = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3\pi}{2}} \int_a^0 \tau \cdot r p(x) dx dy \quad (3.25)$$

Η κανονικές δυνάμεις είναι:

$$F_t = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3\pi}{2}} \int_a^0 p \cdot rp(x) \cdot \sin(\gamma) dx d\gamma \quad (3.26)$$

$$F_n = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\frac{3\pi}{2}} \int_a^0 p \cdot rp(x) \cdot \sin(\gamma) dx d(\gamma) \quad (3.27)$$

### 3.1.2.1. Μοντέλο του σώματος του εμβόλου.

Ένα απλοποιημένο μοντέλο τριβής του σώματος του εμβόλου έχει αναπτυχθεί βασιζόμενο στα αποτελέσματα των υπεράνω θεωρητικών αναλύσεων. Το μοντέλο βασίζεται στα ακόλουθα:

- Το απλοποιημένο μοντέλο θεωρείται ως το σταθερό μέρος της Εξ. (3.8) . Αυτό εισάγει ένα μικρό σφάλμα αλλά εξαλείφει την ανάγκη να θεωρήσουμε δευτερεύουσες δυνάμεις του σώματος του εμβόλου.
- Η Εξ. (3.8) υποδηλώνει ότι η πίεση του φιλμ λαδιού αυξάνεται γραμμικά με την ταχύτητα του εμβόλου και το ιξώδες. Ο βαθμός της πίεσης του φιλμ λαδιού  $\theta r/\theta x$  επίσης αυξάνεται με την ταχύτητα του εμβόλου και το ιξώδες του. Λόγω του φορτίου επαφής ( $z$ ) η δύναμη της τριβής αυξάνεται γραμμικά με την ταχύτητα και το ιξώδες του λαδιού.
- Η δύναμη τριβής του σώματος του εμβόλου αυξάνεται γραμμικά με την αύξηση του μήκους επαφής ( $a$ ) .
- Η τριβή του σώματος του εμβόλου αυξάνεται γραμμικά με αύξηση της διαμέτρου του σώματος.
- Η τριβή του σώματος του εμβόλου μειώνεται με την αύξηση του ελάχιστου διακένου μεταξύ σώματος και κυλίνδρου.
- Η τριβή τέλος του σώματος του εμβόλου μειώνεται με την αύξηση της καμπυλότητας του σώματος.

$$Scp = \frac{(D-d)^{\frac{7}{8}} c^{\frac{1}{8}}}{\pi D} \quad (3.14)$$

Η χαρακτηριστική παράμετρος  $scp$  που είναι βασισμένη σε μια μεγάλη περιοχή δεδομένων έχει αναπτυχθεί ως ακολούθως:

$D$  = διάμετρος του κυλίνδρου (m)

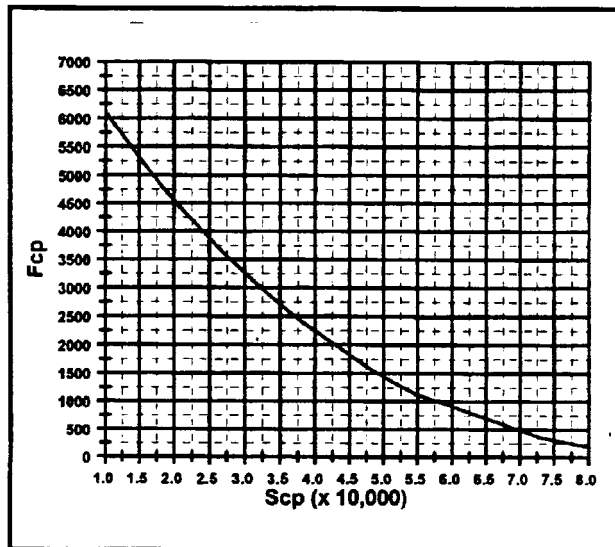
$d$  = Μέγιστη διάμετρος του σώματος του εμβόλου

$c$  = μήκος καμπυλότητας του σώματος

Η Εικ.(3.10) αναπαριστά την παράμετρο  $scp$  ως συνάρτηση της παραμέτρου  $scp$  για ένα ευρύ φάσμα της γεωμετρίας του εμβόλου και του κυλίνδρου. Για να ληφθεί η δύναμη τριβής για δεδομένη γεωμετρία του σώματος του εμβόλου απλά προσδιορίζεται η  $scp$  στην Εικ.(3.10) και βρίσκεται η  $fcp$ . Πολλαπλασιάζοντας την  $fcp$  με το ιξώδες του λαδιού  $\mu$ , με την στιγμιαία ταχύτητα του εμβόλου  $Vp$ , και στη συνέχεια

με το μήκος του κοψίματος του εμβόλου α λαμβάνεται η δύναμη τριβής του σώματος του εμβόλου όπως φαίνεται στην Εξ. (3.15).

$$F_f = F_{cp} \mu a V_p \quad (3.15)$$



Εικόνα 3.10: Σχέση μεταξύ των παραμέτρων  $S_{cp}$  και  $F_{cp}$ . [1]

#### Αποτελέσματα της προσομοίωσης .

Διάμετρος κυλίνδρου (D)	0,095 m
Μέγιστο διάκενο κυλίνδρου	160 $\mu$ m
Διαδρομή εμβόλου (S)	0,095 m
Εκκεντρότητα πείρου εμβόλου	0,00 m
Καμπυλότητα πρώτου ελατηρίου	0,001 mm
Ύψος πρώτου ελατηρίου	2,54 mm
Ελαστική δύναμη πρώτου ελατηρίου	Μέγιστο 80,0 N, ελάχιστο 60,0 N
Δεύτερο ελατήριο	
Ύψος δεύτερου ελατηρίου	2,49 mm
Ελαστική δύναμη δεύτερου ελατηρίου	Μέγιστο 66,7 N, ελάχιστο 50,0 N

Ύψος ελατηρίου λαδιού	4,00 mm
Ελαστική δύναμη ελατηρίου λαδιού	Μέγιστο 80,0 N, ελάχιστο 60.0 N
Κοινό μήκος σώματος	0,03 mm
Διάμετρος εμβόλου (d)	0,0948 m
Λιπαντικό	SAE 30, SAE 40
Ιξώδες λιπαντικού στους 25°C	SAE 30 200 mPa
	SAE 40 300 mPa
Ταχύτητα μηχανής	Μέγιστη 1500 rpm, ελάχιστη 500 rpm
Μέγιστη πίεση κυλίνδρου	3,8 mPa
Ύψος ανωμαλιών	Ελάχιστη 0,001 mm
	Μέγιστη 0,002 mm

Πίνακας 3.1: Γεωμετρικά και κατασκευαστικά χαρακτηριστικά.[1]

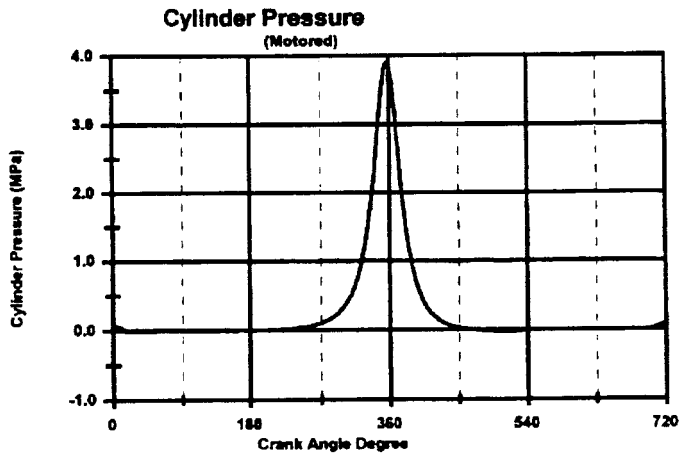
Τα παραλειπόμενα γεωμετρικά και κατασκευαστικά χαρακτηριστικά του συστήματος είναι καταγεγραμμένα στον Πίνακα (3.1). Αυτοί οι παράμετροι βασίζονται σε χαρακτηριστικά ενός μονού κυλίνδρου μιας diesel μηχανής Deutz. Όλες οι αναλύσεις που θα γίνουν θα είναι για και για τους τέσσερις χρόνους της μηχανής diesel, η οποία έχει φορτιστεί με πίεση μέσα στον κύλινδρο. Για γωνία στροφάλου  $\theta$  λαμβάνεται ως ΑΝΣ χωρίς να έχει δοθεί ακόμα σπινθήρας.

Στην Εικ.(3.11) παριστάνεται η καμπύλη της πίεσης του κυλίνδρου η οποία χρησιμοποιείται εδώ στον υπολογισμό της συνολικής δύναμης τριβής (του σώματος και των ελατηρίων). Αυτά τα δεδομένα για την δημιουργία της καμπύλης της πίεσης προέρχονται από πειράματα που έγιναν στην προαναφερθείσα μηχανή.

### 3.1.3. Γενικές παρατηρήσεις της τριβής των ελατηρίων.

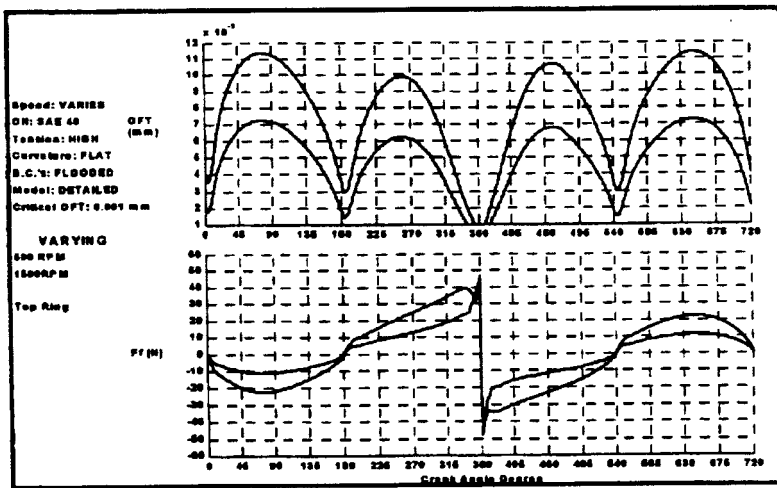
Η Εικ.(3.12) επεξηγεί την σχέση της τριβής του ελατηρίου με την ταχύτητα της μηχανής, όπως υπολογίστηκε από το μοντέλο που προαναφέρθηκε.

1. Η δύναμη τριβής γενικότερα αυξάνει με την αύξηση της ταχύτητας της μηχανής. Αυτή η παρατήρηση συμφωνεί με την υδροδυναμική περιοχή στο διάγραμμα του Stribeck και με τα αποτελέσματα άλλων άρθρων.



Εικόνα 3.11: Καμπύλη της πίεσης του κυλίνδρου για τις 500 rpm. [1]

2. Το πάχος του φιλμ λαδιού γενικότερα αυξάνει με αύξηση της ταχύτητας της μηχανής σε συμφωνία και με άλλα άρθρα.
3. Από την παρατήρηση 2 πιο πάνω θα έπρεπε το πάχος του φιλμ του λαδιού να είναι ελάχιστο στα νεκρά σημεία (άνω και κάτω), αφού η ταχύτητά του είναι μηδενική. Αλλά το πάχος του φιλμ λαδιού δεν είναι ελάχιστο σε αυτά τα σημεία. Ο λόγος είναι ότι υπάρχει μετακίνηση του ελάχιστου πάχους του φιλμ λαδιού από τα νεκρά σημεία. Αυτό το φαινόμενο βρίσκεται σε συμφωνία με το υδροδυναμικό φαινόμενο της συμπίεσης το οποίο βρίσκεται σε συμφωνία με τον παράγοντα  $\theta h/\theta t$  της εξίσωσης του Reynolds. Αυτό το φαινόμενο είχε εξηγηθεί πειραματικά πρώτα από τον Ting.



Εικόνα 3.12: Πάχος του φιλμ λαδιού του ελατηρίου και δύναμη τριβής. [1]

4. Η δύναμη τριβής αυξάνεται με την αύξηση της πίεσης του κυλίνδρου. Αυτό το φαινόμενο συμφωνεί με το διάγραμμα του Stribeck και άλλα άρθρα. Η αύξηση της

πίεσης του κυλίνδρου προκαλεί αύξηση στην δύναμη μεταξύ του ελατηρίου του εμβόλου και του κυλίνδρου. Η αύξηση της πίεσης του κυλίνδρου προκαλεί μείωση του συντελεστή τριβής στο υδροδυναμικό σύστημα του διαγράμματος του Stribeck. Η δύναμη τριβής αυξάνεται κατά μεγαλύτερο ποσοστό λόγω της αύξησης της πίεσης από το ποσοστό της μείωσής της λόγω της πτώσης του συντελεστή τριβής, άρα η δύναμη τριβής τελικά αυξάνεται.

5. Το πάχος του φιλμ του λαδιού μειώνεται λόγω της αυξήσεως της πίεσης του κυλίνδρου και για τις δύο καμπύλες. Αυτό συμβαίνει λόγω του ότι η μεγαλύτερη πίεση σπρώχνει το ελατήριο πιο δυνατά στο τοίχωμα μικραίνοντας έτσι το πάχος του φιλμ του λαδιού.

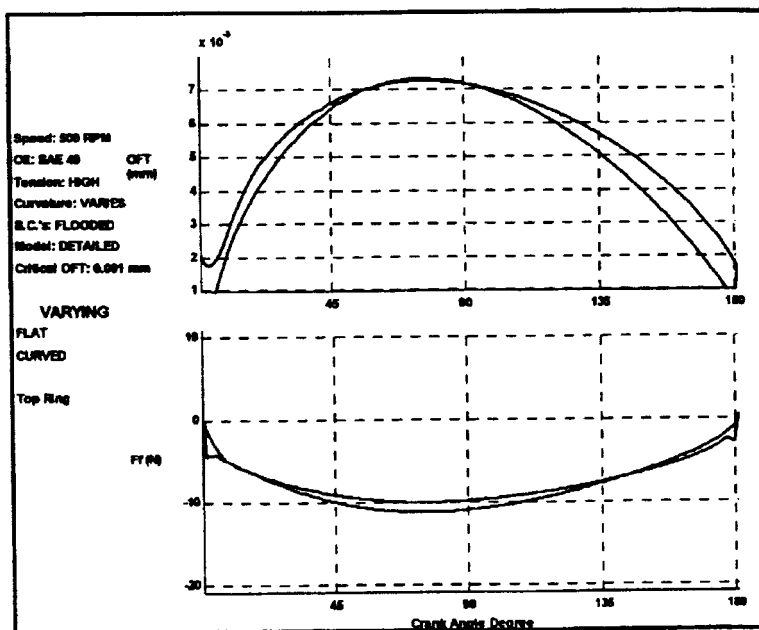
6. Μεταξύ των γωνιών του στροφάλου 345 και 375 στην καμπύλη για τις 1500 rpm, η δύναμη τριβής μειώνεται με την αύξηση της πίεσης του κυλίνδρου. Αυτό συμβαίνει από τον συνδυασμό της μειωμένης ταχύτητας της μηχανής και της αύξησης της πίεσης του κυλίνδρου, έτσι μειώνεται ο συντελεστής της τριβής κατά μεγαλύτερο ποσοστό από το ποσοστό της φυσιολογικής αύξησης της τριβής και τελικά έχουμε μείωση της δύναμης της τριβής.

7. Είναι άξιο προσοχής ότι κατά την φάση της συμπίεσης η δύναμη της τριβής στις 345 είναι μεγαλύτερη από την δύναμη τριβής στις 375 για την φάση της εκτόνωσης. Αυτό συμβαίνει γιατί η πίεση του κυλίνδρου κατά το τέλος της συμπίεσης είναι μεγαλύτερη από την πίεση του κυλίνδρου στην αρχή της εκτόνωσης σε μία μηχανή (σ. Εικ (3.11)) άρα προκαλείται μεγαλύτερη δύναμη.

Η δύναμη τριβής για τις δύο ελατήρια με διαφορετική καμπυλότητα μπορεί να συγκριθεί: ένα σχετικά επίπεδο ελατήριο ( $c/a=0,001$ ) και ένα πιο καμπύλο ελατήριο ( $c/a=0.004$ ). Οι Εικ.(3.13) και Εικ.(3.14) δείχνουν τον τρόπο που επηρεάζει η καμπυλότητα την τριβή του ελατηρίου και το πάχος του φιλμ του λαδιού στις 500 rpm και στις 1000 rpm.

1. Η δύναμη τριβής του πιο επίπεδου ελατηρίου είναι μικρότερη από αυτή του καμπύλου ελατηρίου στην αρχή και στο τέλος κάθε κύκλου λειτουργίας, όπου η ταχύτητα του εμβόλου είναι μικρή. Η δύναμη τριβής του πιο επίπεδου ελατηρίου αυξάνεται γρήγορα με την αύξηση της ταχύτητας του εμβόλου. Λόγω αυτού η δύναμη τριβής του πιο επίπεδου ελατηρίου είναι μεγαλύτερη από την δύναμη τριβής του καμπύλου ελατηρίου στο μεγαλύτερο μέρος του κύκλου λειτουργίας. Ο συντελεστής τριβής του πιο επίπεδου ελατηρίου ξεκινά από μικρότερες τιμές από τον συντελεστή τριβής του καμπύλου ελατηρίου αλλά αυξάνεται με την ταχύτητα του εμβόλου με μεγαλύτερο ρυθμό σε σχέση με το καμπύλο ελατήριο.

2. Η μέση δύναμη τριβής του πιο επίπεδου ελατηρίου είναι μεγαλύτερη σε σχέση με αυτή του καμπύλου ελατηρίου.



Εικόνα 3.13: Επίδραση της καμπυλότητας του ελατηρίου για τις 500 rpm. [1]

3. Το επίπεδο ελατήριο φαίνεται να έχει μικρότερο πάχος φιλμ λαδιού στην μέση του κύκλου λειτουργίας και μεγαλύτερο πάχος φιλμ λαδιού στα νεκρά σημεία σε σχέση με το καμπύλο ελατήριο. Αυτή η τάση φαίνεται ελαφρώς στην καμπύλη των 500 rpm, αλλά στην καμπύλη των 1000 rpm φαίνεται αυτή η τάση πιο ξεκάθαρα. Αυτό συμβαίνει γιατί το πάχος το φιλμ λαδιού για το καμπύλο ελατήριο είναι πιο ευαίσθητο στην ταχύτητα του εμβόλου απ' ότι το πάχος του φιλμ λαδιού για το επίπεδο ελατήριο (με άλλα λόγια η περιοχή του πάχους του φιλμ λαδιού του καμπύλου ελατηρίου είναι μεγαλύτερη από αυτή του επίπεδου ελατηρίου). Το επίπεδο ελατήριο αρχίζει στα νεκρά σημεία με μεγαλύτερο πάχος φιλμ λαδιού απ' ότι το καμπύλο ελατήριο. Το πάχος του φιλμ λαδιού του επίπεδου ελατηρίου δεν αυξάνεται το ίδιο γρήγορα όπως αυτό του καμπύλου ελατηρίου και έτσι το καμπύλο ελατήριο καταλήγει να έχει μεγαλύτερο πάχος φιλμ λαδιού κατά την διάρκεια το κύκλου λειτουργίας.

4. Το επίπεδο ελατήριο έχει την τάση να δημιουργεί λιγότερη μικτή λίπανση σε σχέση με το καμπύλο ελατήριο, λόγω του ότι το επίπεδο ελατήριο δημιουργεί μεγαλύτερο πάχος φιλμ λαδιού στα νεκρά σημεία σε σχέση με το καμπύλο ελατήριο.

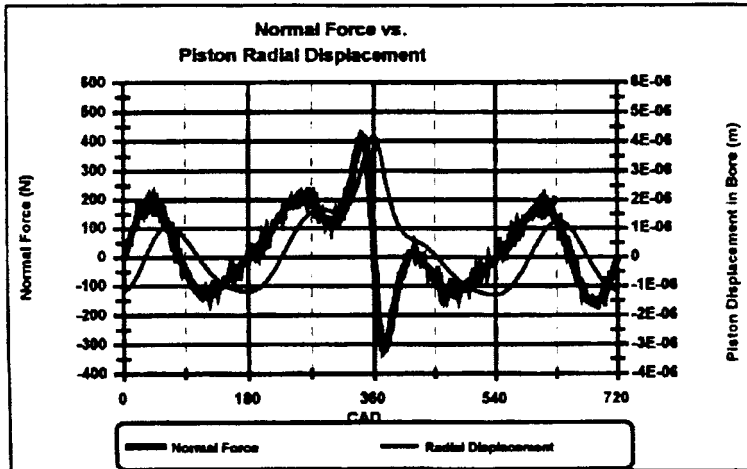
### 3.1.4. Γενικές παρατηρήσεις της τριβής του σώματος του εμβόλου.

Η Εικ.(3.10) συγκρίνει την δύναμη μεταξύ του εμβόλου και του τοιχώματος του κυλίνδρου με το ακτινικό εκτόπισμα του εμβόλου υπολογισμένο από το αναλυτικό μοντέλο. Η δύναμη αυτή θεωρείται ότι είναι η δύναμη που ασκείται από το έμβολο στην δεξιά μεριά του κυλίνδρου όπως φαίνεται στην Εικ.(3.6). Για αυτό τον λόγο όταν το έμβολο πιέζει την δεξιά πλευρά του κυλίνδρου, η δύναμη αυτή θεωρείται ότι βρίσκεται



στον άξονα z στη θετική πλευρά του. Ακολούθως όταν το έμβολο είναι στην δεξιά μεριά του κυλίνδρου το εκτόπισμα του βρίσκεται στον άξονα z στην θετική πλευρά του.

Όπως επεξηγείται στην Εικ.(3.14) το εκτόπισμα στο σώμα του εμβόλου μεταβάλλει την δύναμη μεταξύ του εμβόλου και του κυλίνδρου. Αυτό το φαινόμενο είναι σε συμφωνία με τον όρο  $\theta h/\theta t$  της εξίσωσης του Reynolds : χρειάζεται χρόνος για το λάδι για να ρέει από το ένα μέρος του σώματος στο άλλο όταν εφαρμόζεται η δύναμη.

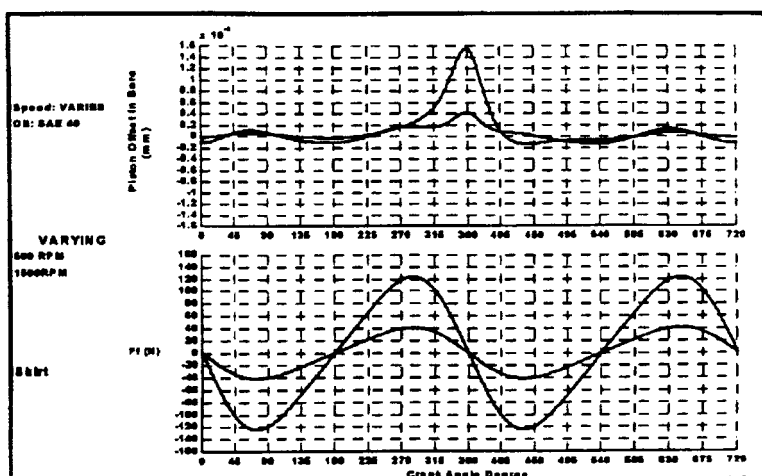


Εικόνα 3.14: Δύναμη του εμβόλου και διάκενο σώματος. [1]

Η Εικ.(3.15) επεξηγεί την σχέση μεταξύ της τριβής που προκαλείται από το σώμα του εμβόλου και την ταχύτητα της μηχανής.

Για την τριβή του σώματος του εμβόλου μπορούν να γίνουν οι ακόλουθες παρατηρήσεις:

1. Η δύναμη τριβής του σώματος του εμβόλου είναι ανάλογη με την ταχύτητα του εμβόλου. Αυτό υποδηλώνει ότι η δύναμη που ωθεί το έμβολο προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου δεν επηρεάζει πολύ την τριβή του εμβόλου. Αυτή η παρατήρηση έχει επιβεβαιωθεί και από άλλες έρευνες.
2. Η μετατόπιση του εμβόλου προς το τοίχωμα είναι της τάξης των 15  $\mu\text{m}$  ενώ το διάκενο μεταξύ τους είναι της τάξης των 80  $\mu\text{m}$ . Αυτή η λειτουργία έχει σαν αποτέλεσμα το ελάχιστο πάχος του φιλμ του λαδιού να είναι της τάξης των 25  $\mu\text{m}$ . Θεωρώντας ότι το συνολικό ύψος των ανωμαλιών των επιφανειών του εμβόλου και του τοιχώματος πρέπει να είναι περίπου 5 $\mu\text{m}$ , η υδροδυναμική λίπανση πρέπει να υπερισχύει κατά την διάρκεια του κύκλου.



Εικόνα 3.15: Σχέση της τριβής του σώματος του εμβόλου σε σχέση με την ταχύτητα της μηχανής υπολογισμένη για το αναλυτικό μοντέλο. [1]

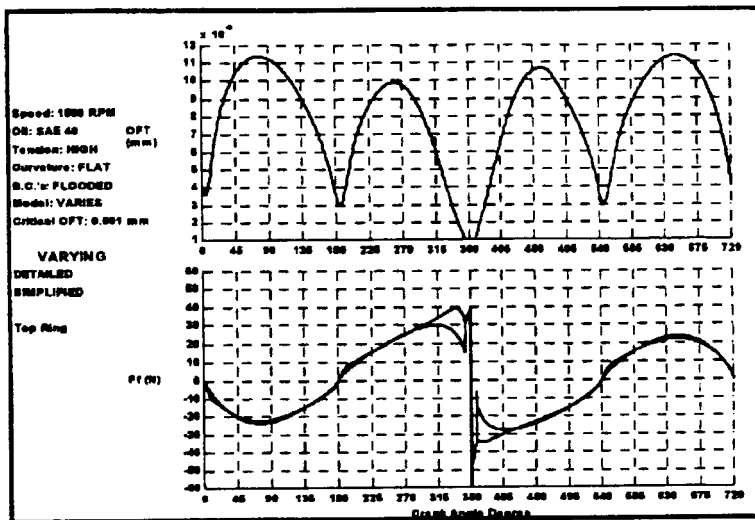
### Συγκρίσεις.

Οι Εικ.(3.16) και Εικ.(3.17) συγκρίνουν το απλοποιημένο μοντέλο και το λεπτομερέστερο για επίπεδο και καμπύλο ελατήριο. Το απλοποιημένο μοντέλο βρίσκεται πολύ κοντά στο αναλυτικό μοντέλο όπως φαίνεται και από τις δύο συγκρίσιμες εικόνες, εκτός από το ΑΝΣ στην φάση που έχουμε σπινθήρα και ανάφλεξη (από 330 έως 390). Εδώ το απλοποιημένο μοντέλο του καμπύλου ελατηρίου φαίνεται να προσεγγίζει το λεπτομερέστερο μοντέλο καλύτερα απ' ό,τι αυτό του επίπεδου ελατηρίου. Αυτό το φαινόμενο συμβαίνει πιθανότατα γιατί το επίπεδο ελατήριο προάγει περισσότερο το φαινόμενο πίεσης απ' ό,τι το καμπύλο ελατήριο στα νεκρά σημεία. Λόγω του ότι το απλοποιημένο μοντέλο αγνοεί το φαινόμενο πίεσης προκαλείται μία σειρά σφαλμάτων.

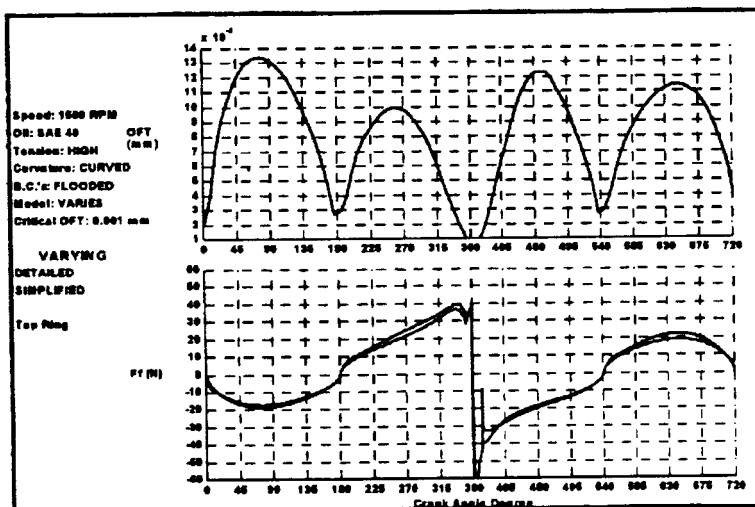
Όπως ειπώθηκε νωρίτερα το απλοποιημένο μοντέλο είναι βασισμένο στην χαρακτηριστική παράμετρο του σώματος του εμβόλου  $Scp$ . Σε συμφωνία με τον Πίνακα (3.1),  $D=0,095$  m,  $d= 0.0948$  m,  $c=0,0001$  m,  $a=0,03$  m. Έτσι από την Εξ.(3.14)  $Scp=0,000335$ .

Σύμφωνα με την Εικ.(3.10), η  $Fcp$  είναι περίπου 3000 για αυτή την τιμή της  $Scp$ . Συγκρίνεται το απλοποιημένο μοντέλο με το λεπτομερές και ακολούθως αναφέρονται κάποια σχόλια:

1. Τα αποτελέσματα του λεπτομερούς μοντέλου βρίσκονται πολύ κοντά στις τιμές του απλοποιημένου μοντέλου.



Εικόνα 3.16: Το απλοποιημένο σε σχέση με το αναλυτικότερο μοντέλο για επίπεδο ελατήριο. [1]



Εικόνα 3.17: Το απλοποιημένο σε σχέση με το αναλυτικότερο μοντέλο για καμπύλο ελατήριο. [1]

2. Το απλοποιημένο μοντέλο δεν αναπαριστά το λεπτομερές μοντέλο ακριβώς γιατί το απλοποιημένο μοντέλο δεν εξετάζει συνθήκες μεταφοράς του λαδιού στο φιλμ του.

### 3.1.6. Πειραματικά αποτελέσματα.

Πειραματική μέθοδος. Η πειραματική μέθοδος που χρησιμοποιείται για να μετρήσει την συνολική τριβή που αναπτύσσεται από το σώμα του εμβόλου και από τα ελατήρια είναι η ΙΜΕΡ μέθοδος που αναπτύχθηκε από τους Uras και Patterson. Η μέθοδος βασίζεται στην ισορροπία των δυνάμεων που ασκούνται στο έμβολο και τα ελατήρια.

Οι δυνάμεις αυτές είναι:

- Η δύναμη των αερίων μπορεί να υπολογιστεί αν οι πιέσεις του κυλίνδρου και της ελαιολεκάνης είναι γνωστές.
- Η αδρανειακή δύναμη υπολογίζεται από την μέτρηση της γωνιακής ταχύτητας.
- Η δύναμη του διωστήρα.
- Η δύναμη τριβής υπολογίζεται από την ισορροπία όλων των άλλων δυνάμεων.

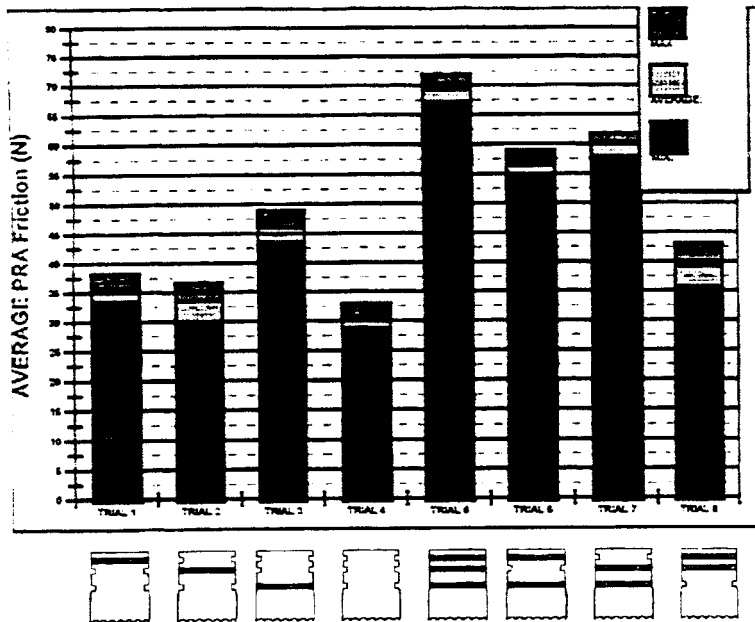
### 3.1.7. Συνθήκες έλλειψης λαδιού.

Η μηχανή λειτουργεί χωρίς την κεφαλή της μηχανής και δεχόμενη κίνηση από αλλού (motored). Οχτώ συνδυασμοί ελατηρίων και σώματος μετρήθηκαν στην μηχανή αυτή έχοντας προσεγγιστικά τις παραμέτρους που είναι στον Πίνακα (3.1).

Περιπτώσεις	Πρώτο (1°)	(2°)	Λαδιού	Σώμα Εμβόλου
1	X			X
2		X		X
3			X	X
4				X
5	X	X	X	X
6	X		X	X
7		X	X	X
8	X	X		X

Πίνακας 3.2: Συνδυασμοί ελατηρίου και σώματος εμβόλου. [1]

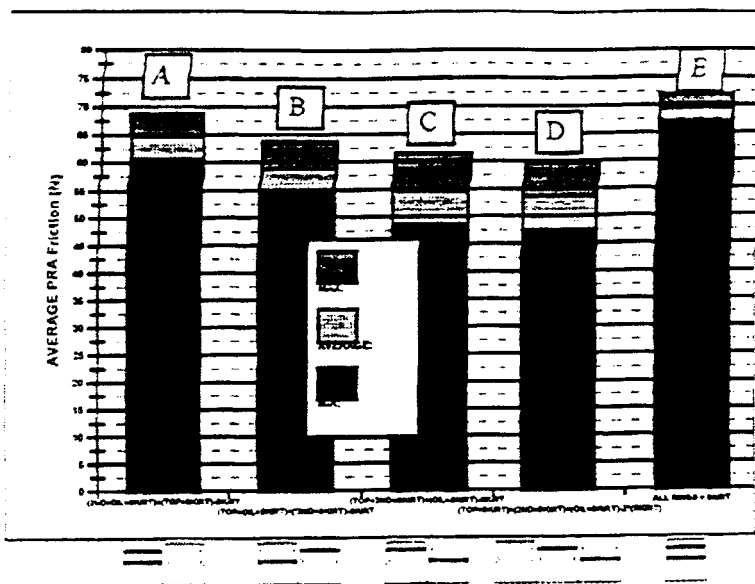
Πενήντα συνεχείς κύκλοι από τις οχτώ περιπτώσεις έχουν αναλυθεί.



Εικόνα 3.18: Συνδυασμός των ελατηρίων και της δύναμης της τριβής. [1]

Η Εικ.(3.18) είναι ένας συνδυασμός μέγιστων, ελάχιστων και μέσων τιμών. Ακολούθως υπάρχουν παρατηρήσεις για τα παραπάνω πειράματα.

1. Το σώμα του εμβόλου έχει την μικρότερη μέση τριβή όπως ήταν αναμενόμενο.
2. Όταν υπάρχει όλο το σύνολο των ελατηρίων υπάρχει πολύ μεγαλύτερη τριβή από οποιονδήποτε άλλο συνδυασμό ελατηρίων. Αυτό είναι αναμενόμενο γιατί υπάρχουν παραπάνω συνιστώσες τριβής στο ολοκληρωμένο σύνολο ελατηρίων.
3. Η τριβή του σώματος του εμβόλου είναι υποδιαίστερη της συνολικής τριβής και πρέπει πάντα να περιέχεται σε αυτή.
4. Οι συνδυασμοί ελατηρίων που εμπλέκουν το ελατήριο λαδιού σε συνδυασμό με οποιοδήποτε άλλο ελατήριο έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση της τριβής σε σχέση με άλλους συνδυασμούς ελατηρίων. Αυτό συμβαίνει γιατί ο κύριος ρόλος του ελατηρίου του λαδιού είναι να αποξέει το πλεόνασμα του λαδιού στο τοίχωμα του κυλίνδρου. Αυτό τείνει να προκαλέσει μεγαλύτερη έλλειψη λαδιού για τα άλλα ελατήρια.

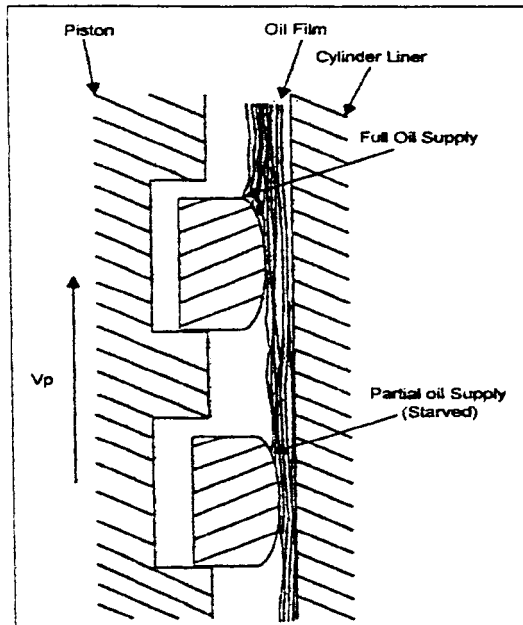


Εικόνα 3.19: Συνδυασμός του συνόλου των ελατηρίων. [1]

Η Εικ.(3.19) αναπαριστά την συνολική τριβή σε στήλες γραμμικών συνδυασμών για διαφορετικές περιπτώσεις.

Είναι φανερό ότι η μεγαλύτερη μέση συνολική τριβή είναι αυτή που αντιστοιχεί για ολόκληρο το σύνολο των ελατηρίων αν συγκριθεί με οποιοδήποτε άλλο συνδυασμό ελατηρίων. Αυτό είναι σύμφωνο με το εξής φαινόμενο: όταν ένα ελατήριο περνά από το φιλμ του λαδιού, στο ακόλουθο ελατήριο παρουσιάζονται φαινόμενα έλλειψης πλήρους ύπαρξης λαδιού. Γι' αυτό το λόγο τα ελατήρια δεν μπορούν να θεωρηθούν σαν ατομικές συνιστώσες αλλά κατά κάποιον τρόπο σαν συνιστώσες ενός συνόλου.

Το μοντέλο πρέπει να περιέχει τα αποτελέσματα της έλλειψης του λαδιού με σκοπό να παρουσιάσει τα αποτελέσματα της συνεργασίας του συνόλου των ελατηρίων μεταξύ τους. Όπως επεξηγείτε στην Εικ.(3.20) το μέγιστο πάχος του φιλμ του λαδιού του ακόλουθου ελατηρίου είναι ίσο με το ελάχιστο πάχος λαδιού του προπορεύοντος ελατηρίου. Για τις οριακές συνθήκες χρειάζεται η επίλυση της Εξ.(3.3).

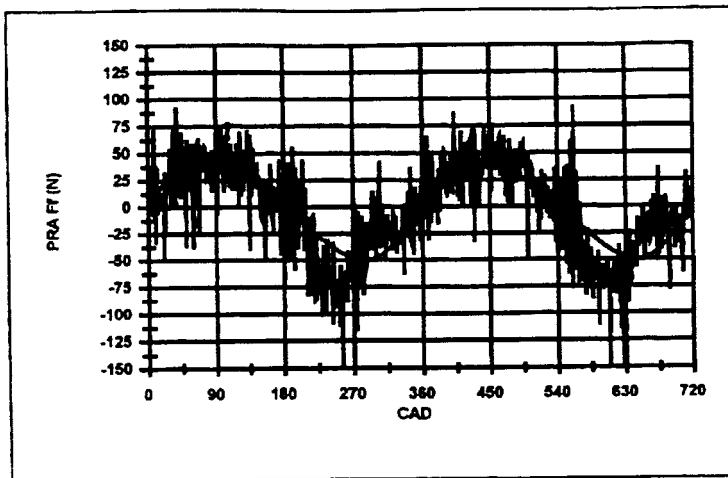


Εικόνα 3.20: Συνθήκες έλλειψης λαδιού. [1]

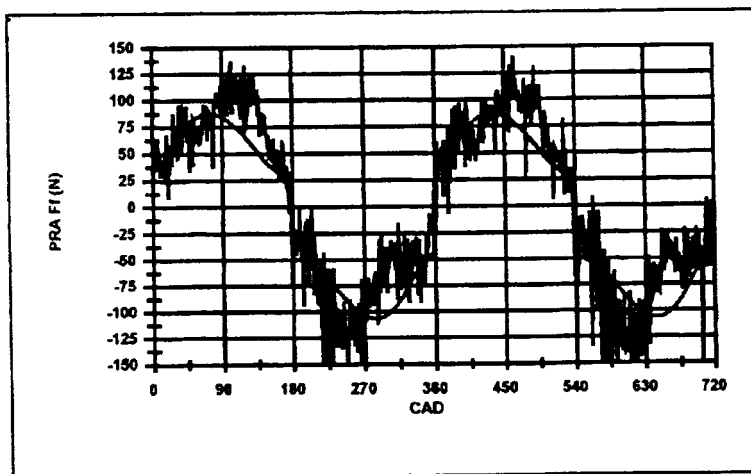
### 3.1.8. Ανάπτυξη μοντέλου μηχανής κινούμενης από εξωτερική πηγή χωρίς κεφαλή μηχανής.

Οι Εικ.(3.23) και Εικ.(3.24) συγκρίνουν το θεωρητικό μοντέλο και τα πειραματικά αποτελέσματα για το σώμα του εμβόλου και τα ελατήρια αντιστοίχως. Δύο διαδοχικοί κύκλοι των 360 δείχνονται για να επεξηγήσουν το πόσο επαναλαμβανόμενες είναι οι μετρήσεις της συνολικής (PRA) τριβής. Ακολούθως είναι ορισμένες παρατηρήσεις για τα δύο αυτά σχήματα.

1. Η Εικ.(3.23) δείχνει ότι το μοντέλο του σώματος του εμβόλου ταιριάζει με τα πειραματικά δεδομένα κατά ένα μεγάλο βαθμό.
2. Το μοντέλο του σώματος του εμβόλου και τα πειραματικά δεδομένα δείχνουν ότι υπάρχει πλήρης υδροδυναμική λίπανση κατά την διάρκεια όλου του κύκλου.
3. Η Εικ.(3.24) δείχνει ότι το μοντέλο που έχει όλα τα ελατήρια έχει μεγάλη σχέση με τα πειραματικά δεδομένα.
4. Και τα πειραματικά δεδομένα και το μοντέλο των ελατηρίων δείχνουν ότι υπάρχει μικτή λίπανση στην αρχή και το τέλος κάθε χρόνου.

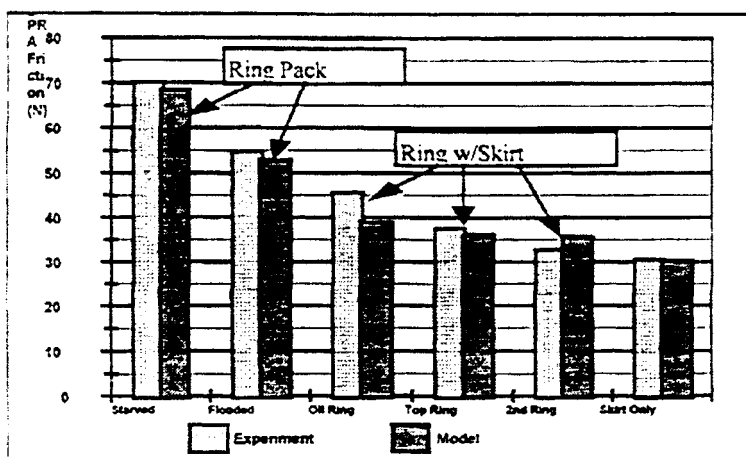


Εικόνα 3.21: Δύναμη τριβής για το μοντέλο του σώματος του εμβόλου (για 500 rpm χωρίς κεφαλή). [1]



Εικόνα 3.22: Δύναμη τριβής για το μοντέλο των ελατηρίων του εμβόλου (για 500 rpm χωρίς κεφαλή). [1]

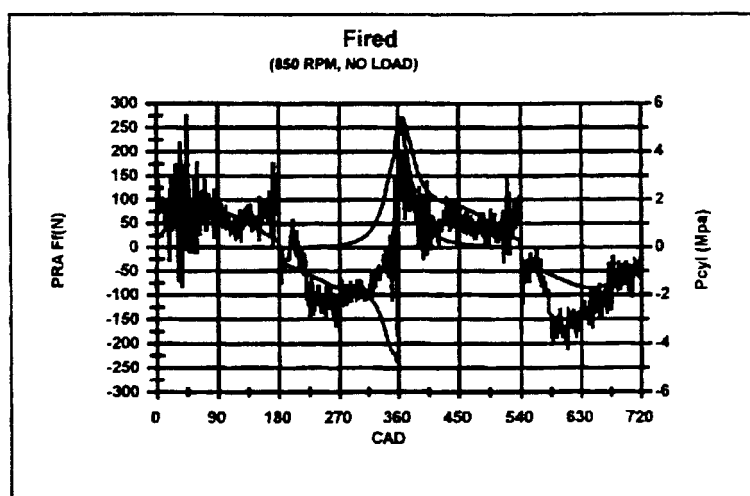




Εικόνα 3.23. Σύγκριση της δύναμης τριβής (για 500 rpm χωρίς κεφαλή). [1]

Η Εικ.(3.23) δίνει μία σύγκριση των μέσων τιμών των μετρούμενων δεδομένων με τους υπολογισμούς για το μοντέλο. Η μέση τιμή των πλήρως λιπαινόμενων ελατηρίων λήφθηκε προσθέτοντας την μέση τιμή του σώματος του εμβόλου στη μέση τιμή των τριών ελατηρίων.

1. Οι πειραματικές τιμές βρίσκονται πολύ κοντά με τις προαναφερθείσες τιμές του μοντέλου.
2. Αν οι μέσες τιμές του μοντέλου που λειτουργεί με έλλειψη λαδιού όπως και τα πειραματικά του αποτελέσματα συγκριθούν με τα αντίστοιχα δεδομένα για λειτουργία με πλήρη λίπανση, φαίνεται ότι η λειτουργία με έλλειψη λαδιού αυξάνει την συνολική τριβή κατά 25%.



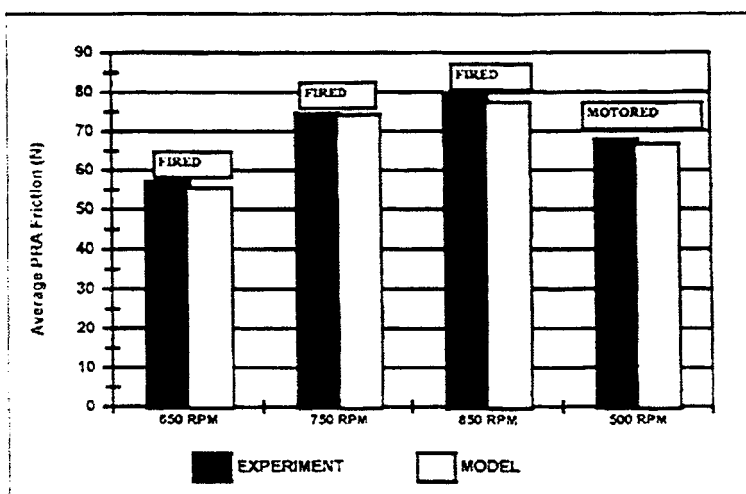
Εικόνα 3.24: Σύγκριση της δύναμης της τριβής του πειραματικού μοντέλου σε σχέση με τη μηχανή με δική της ανάφλεξη (για 850 rpm χωρίς κεφαλή). [1]

### 3.1.9. Μοντέλο σύγκρισης της μηχανής κινούμενης από εξωτερική πηγή και της μηχανής με δική της ανάφλεξη.

Η Εικ.(3.24) συγκρίνει τα πειραματικά δεδομένα που προέκυψαν από την μηχανή με δική της ανάφλεξη με το μοντέλο που λειτουργεί στις 850 rpm χωρίς φόρτιση. Η καμπύλη της πίεσης του κυλίνδρου τίθεται υπεράνω της καμπύλης της συνολικής (PRA) δύναμης τριβής. Το μοντέλο περιλαμβάνει συνθήκες έλλειψης λαδιού και εξετάζει ότι έχει λιπαντικό με ιξώδες SAE 30 των 150 mPa s και θερμοκρασία φιλμ λαδιού 75 °C.

Τα αποτελέσματα του μοντέλου αυτού ταιριάζουν με την τάση των αποτελεσμάτων των πειραματικών δεδομένων και υποδηλώνουν τα ακόλουθα:

1. Υπάρχει υδροδυναμική λίπανση στο μέσο του καθένα από τους τέσσερις χρόνους.
2. Η μικτή λίπανση αναπτύσσεται στα νεκρά σημεία και κυρίως στα άνω νεκρά σημεία όταν υπάρχει ανάφλεξη του καυσίμου.



Εικόνα 3.15: Σύγκριση της δύναμης τριβής. [1]

	ΜΕ ΑΝΑΦΛΕΞΗ 650 RPM	ΜΕ ΑΝΑΦΛΕΞΗ 750 RPM	ΜΕ ΑΝΑΦΛΕΞΗ 850 RPM	ΚΙΝΟΥΜΕΝΗ 500 RPM
ΜΟΝΤΕΛΟ	55,39	74,20	77,40	66,67
ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΕΣ	57,20	74,67	79,72	67,96
% ΔΙΑΦΟΡΑ	-3,2 %	-0,6 %	-2,6 %	1,9 %

Πίνακας 3.3: Μέσες τιμές και οι διαφορές τους. [1]

Η Εικ.(3.25) συγκρίνει τις μέσες τιμές της συνολικής δύναμης της τριβής (PRA) που λαμβάνονται από τα πειραματικά αποτελέσματα της μηχανής με ανάφλεξη, της μηχανής

που κινείται από εξωτερική πηγή (με κεφαλή μηχανής) και το μοντέλο. Ο Πίνακας (3.3) παρουσιάζει τις μέσες τιμές και τις επί τις εκατό διαφορές τους.

1. Η μέση τιμή της συνολικής τριβής (PRA) αυξάνει με αύξηση της ταχύτητας της μηχανής και για τα δύο μοντέλα και τις πειραματικές τιμές στην περίπτωση της μηχανής με ανάφλεξη χωρίς συνθήκες πίεσης.

2. Η μέση ταχύτητα της μηχανής που κινείται από εξωτερική πηγή είναι η μικρότερη από τις τέσσερις πειραματικές. Η μέση τιμή της όμως για την συνολική τριβή (PRA) δεν είναι η μικρότερη. Αυτό συμβαίνει γιατί η μηχανή αυτή έχει λιπαντικό με μεγαλύτερο ιξώδες από την μηχανή με ανάφλεξη και μικρότερη θερμοκρασία λειτουργίας

3. Οι τιμές των πειραματικών αποτελεσμάτων και οι τιμές των μοντέλων συμφωνούν κατά μεγάλο βαθμό.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

### ΜΕΘΟΔΟΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΤΗΣ ΛΙΠΑΝΣΗΣ ΤΟΥ ΣΩΜΑΤΟΣ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΤΩΝ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΩΝ ΤΗΣ GENERAL MOTORS.

Η ανάλυση του φαινομένου της λίπανσης του εμβόλου και του κυλίνδρου είναι ένα πολύπλοκο πρόβλημα λόγω των ελαστικών και θερμικών παραμορφώσεων του σώματος του εμβόλου, της μικτής λίπανσης και της γεωμετρίας της επιφάνειας του εμβόλου και του τοιχώματος του κυλίνδρου. Πολλές κύριες μέθοδοι έχουν αναπτυχθεί στα εργαστήρια της G.M. για χρόνια για να μπορέσουν να αναλύσουν την λίπανση του εμβόλου. Αυτές οι μέθοδοι *διαφέρουν ανάλογα με την πολυπλοκότητα του μοντέλου που χρησιμοποιείται*.

Αυτή η έρευνα που έγινε προσπαθεί αναλυτικά να συγκρίνει τις παραμέτρους της τριβής σε καθεμία από αυτές τις μεθόδους με δεδομένα που ελήφθησαν από πειραματικές διατάξεις οι οποίες σχεδιάστηκαν για την μέτρηση της τριβής του εμβόλου επιπλέον παρουσιάζονται αποτελέσματα για να δείξουν πώς επιδρούν διάφορες σχεδιαστικές παράμετροι στη λίπανση ενός σώματος εμβόλου.

Η συνεργασία του εμβόλου με το τοίχωμα του κυλίνδρου θεωρείται ως κύρια πηγή τριβής στις μηχανές και κρίσιμο σημείο για την εξέταση της αξιοπιστίας και της αντοχής της κατασκευής των δύο συνεργαζόμενων μερών. Διάφορες πειραματικές μέθοδοι έχουν αναπτυχθεί για να εξετάσουν την τριβή που δημιουργείται κατά την λειτουργία του εμβόλου σε μία μηχανή του βρίσκεται σε κίνηση, αλλά δεν έχει γίνει δυνατό σε αυτά τα πειράματα να απομονωθεί η τριβή που δημιουργεί το σώμα του εμβόλου από μόνο του (χωρίς τα ελατήρια). Οι αναλυτικές ερευνητικές προσπάθειες έχουν επικεντρωθεί περισσότερο στην τριβή και την λίπανση των ελατηρίων του εμβόλου. Οι περισσότερες έρευνες για την τριβή και την λίπανση του σώματος του εμβόλου που έχουν δημοσιευτεί έχουν βασιστεί σε εμπειρικές μεθόδους. Κατά καιρούς υπάρχουν ορισμένες έρευνες για την λίπανση του εμβόλου στις οποίες λύνονται με διαφορετικές εξισώσεις αλλά δεν φαίνεται να μπορούν να χρησιμοποιηθούν γενικότερα στον σχεδιασμό σωμάτων εμβόλων για χαμηλή τριβή και υψηλή αντοχή που είναι και ο πρακτικός λόγος που γίνονται αυτές οι έρευνες. Η General Motors (G.M.) πρωτοπορώντας χρησιμοποίησε τις μεθόδους εύρεσης της τριβής του εμβόλου στον σχεδιασμό εμβόλων μειωμένης τριβής. Οι αναλύσεις που χρησιμοποιούνται για αυτό το σκοπό βασίζονται στον υπολογισμό δυνάμεων στις επιφάνειες του εμβόλου και του κυλίνδρου υποθέτοντας ότι δεν υπάρχει φιλμ λαδιού. Επί πρόσθετα αρκετοί μέθοδοι ανάλυσης έχουν αναπτυχθεί για τον υπολογισμό του φιλμ λαδιού. Αυτές οι μέθοδοι έχουν εκτελεστεί σε H/Y με κωδικό που ονομάζεται FLARE (Friction and Lubrication Analysis of Reciprocating Engines) «Ανάλυση Τριβής και Λίπανσης των Παλινδρομικών Μηχανών». Εδώ δίνεται μία περιγραφή αυτών των μεθόδων ανάλυσης. Κάποια αποτελέσματα των μεθόδων αυτών και της σύγκρισης αυτών παρουσιάζονται για να δείξουν την επιρροή μερικών σχεδιαστικών παραμέτρων στην τριβή και λίπανση του σώματος του εμβόλου.

#### 4.1 Μέθοδοι ανάλυσης.

Βασικά γίνεται δεκτό ότι το σώμα του εμβόλου είναι ένας ολισθαίνων τριβέας με παλινδρομική κίνηση και γεωμετρία συγκλίνουσας - αποκλίνουσας σφήνας. Αφού το έμβολο λειτουργεί ελαστοϋδροδυναμικά και με μικτή λίπανση, η ανάλυσή του γίνεται πιο πολύπλοκη από την ανάλυση ενός απλού τριβέα. Η πιο περιεκτική ανάλυση που έχει αναπτυχθεί από την G.M. είναι η ανάλυση «μικτή ελαστοϋδροδυναμική λίπανση» (DEHD). Αυτή η ανάλυση περιλαμβάνει τις θερμικές και ελαστικές παραμορφώσεις του σώματος, λεπτομέρειες της

γεωμετρίας του εμβόλου , το φορτίο που μοιράζεται μεταξύ του φιλμ λαδιού (λόγω πίεσης και σφήνωσης) και της στερεάς επαφής, τον λόγο της κλίσης του εμβόλου, την φόρτισή του και ποικίλες ταχύτητες .

Η ανάλυση DEHD αναπαριστά μία περιεκτική ανάλυση λίπανσης των σωμάτων των εμβόλων. Είναι μία πολύπλοκη ανάλυση και περιέχει μία μεγάλη ποσότητα των δεδομένων του πειράματος και της προετοιμασίας του πειράματος. Μερικές φορές τα δεδομένα δεν είναι διαθέσιμα. Αυτή η μέθοδος ανάλυσης είναι επίσης κάπως ακριβή για να είναι κατάλληλη για εξέταση. Γι' αυτό υπάρχουν άλλες τρεις οι οποίες είναι λιγότερο ολοκληρωμένες από την DEHD ανάλυση αλλά είναι ευκολότερες και λιγότερο δαπανηρές στην χρήση τους. Παρακάτω όλες αυτές οι αναλύσεις θα περιγραφούν .

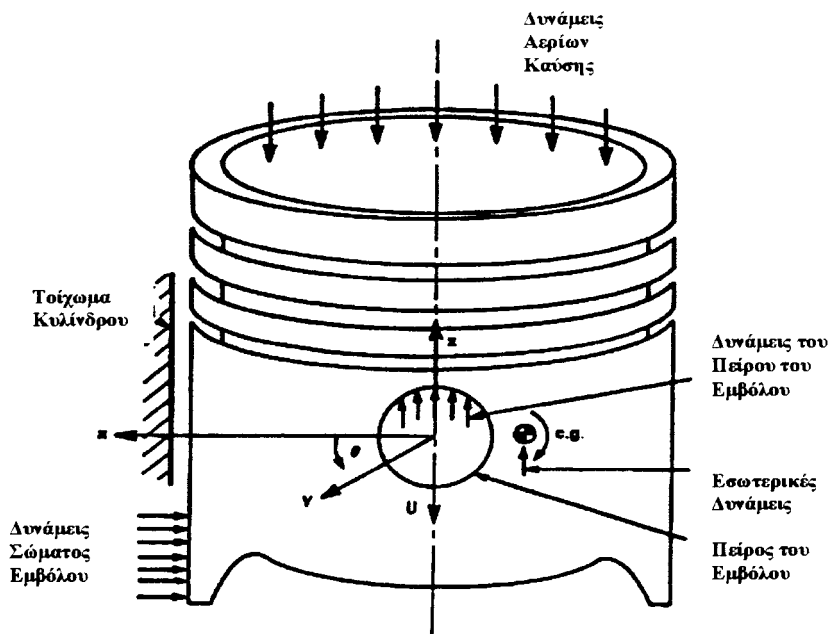
**Ανάλυση DEHD.** Η DEHD ανάλυση που χρησιμοποιείται για τα σώματα των εμβόλων είναι μία επέκταση μίας όμοιας ανάλυσης που αναπτύχθηκε για τους τριβείς και τα ρουλεμάν της μηχανής. Κυρίως το μεγαλύτερο μέρος της επέκτασης χρειάστηκε για να λυθεί το πρόβλημα της μικτής λίπανσης. Το πρόβλημα της λίπανσης του σώματος του εμβόλου είναι διατυπωμένο ως ένα γενικευμένο μη γραμμικό συμπληρωματικό πρόβλημα. Η λύση του διαχωρίζει την φορτιζόμενη επιφάνεια που τρίβεται σε τρεις ξεχωριστές υποπεριοχές : στερεό με στερεό επαφή, υδροδυναμικά λυπαινόμενη περιοχή και περιοχή μη επαφής (δημιουργία κοιλότητας). Η περιοχή που υπάρχει υδροδυναμική λίπανση η εξίσωση του Reynolds χρησιμοποιείται για την επίλυση και την εύρεση της πίεσης της λίπανσης . Το πάχος του φιλμ λαδιού οριοθετείται από το αρχικό διάκενο, την κίνηση του εμβόλου, και την ελαστική παραμόρφωσή του. Η κοιλότητα Reynolds χρησιμοποιείται σε οριακές συνθήκες . Στην περιοχή που υπάρχει επαφή στερεού με στερεό υποτίθεται ότι δεν υπάρχει φιλμ ρευστού για να ξεχωρίσει τις δύο επιφάνειες . Η πίεση επαφής που αναπτύσσεται μεταξύ των επιφανειών δίνεται εξολοκλήρου από τις εξισώσεις του Reynolds . Στην μέθοδο ανάλυσης DEHD η μέθοδος του Murty` s χρησιμοποιείται για να καθορίσει πως οι τρεις περιοχές υποδιαιρούνται και η μέθοδος Newton-Raphen χρησιμοποιείται για την επίλυση της μη γραμμικής εξίσωσης του Reynold`s . Η πίεση του φιλμ λαδιού, η πίεση επαφής και η δευτερεύουσα κίνηση του εμβόλου λύνονται ταυτόχρονα σε κάθε βήμα επίλυσης της μεθόδου Newton-Raphen.

Έτσι, επί πλέον οι εξισώσεις του Reynold`s και οι ελαστικές εξισώσεις πρέπει να ικανοποιούνται. Η Εικ.(4.1) δείχνει τον σχεδιασμό ενός εμβόλου, τις δυνάμεις που επιδρούν στο έμβολο συμπεριλαμβανομένων των δυνάμεων συμπίεσης, τις δυνάμεις του πείρου του εμβόλου (δυνάμεις αντίδρασης από τον διωστήρα) και οι δυνάμεις αδρανείας του εμβόλου. Αυτές οι δυνάμεις μπορούν να αναλυθούν σε αξονικές δυνάμεις και ακτινικές δυνάμεις κατά μήκος της γραμμής ώθησης  $F_x$  και της ροπής στρέψης  $M_y$  . Η πίεση που επιδρά στην επιφάνεια του εμβόλου λόγω της επαφής (στερεά ή με φιλμ λαδιού) πρέπει να είναι :

$$\int P \cos(\theta) R d\theta dz = F_x \quad (4.1)$$

$$\int P \cos(\theta) z R d\theta dz = M_y$$

όπου R η ακτίνα του εμβόλου και η P η πίεση επαφής.



Εικόνα 4.1: Σχηματική αναπαράσταση ενός κλασικού εμβόλου αυτοκινήτου. (c.g. το κέντρο βάρους του εμβόλου). [2]

Η επίλυση του DEHD απαιτεί τη δημιουργία ενός βρόχου πεπερασμένων στοιχείων για το έμβολο. Από τον τρισδιάστατο βρόχο δεδομένων το καλούπτι για όλους τους κόμβους της επιφάνειας του εμβόλου καθορίζεται χρησιμοποιώντας έναν επεξεργαστή FEM όπως ο NASTRAN. Η θερμική παραμόρφωση του εμβόλου υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την υπολογισμένη ροή θερμότητας και τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του εμβόλου. Επί του παρόντος η θερμική παραμόρφωση υποτίθεται ότι είναι σταθερή σε σχέση με τον χρόνο για το σώμα του εμβόλου και σταθερή σε σχέση με τον χρόνο και την τοποθεσία (την θέση) για το τοίχωμα. Αυτές οι υποθέσεις γίνονται για την ευκολία του προγραμματισμού και της προετοιμασίας και της εισόδου των δεδομένων στο πρόγραμμα. Η ελαστική παραμόρφωση που υπόκειται το σώμα του εμβόλου σε σχέση με την πίεση που προέρχεται από την συμπίεση λόγω της καύσης του καυσίμου υπολογίζεται. Αυτά τα δεδομένα καθώς και οι γεωμετρικές λεπτομέρειες του εμβόλου, οι φορτίσεις και η ταχύτητα του εμβόλου, η λίπανση εισάγονται στο DEHD πρόγραμμα. Τυπικά η συμμετρία σε σχέση με την γραμμή ώθησης υποτίθεται ότι υπάρχει και για την κατασκευαστική ανάλυση και για την ανάλυση της λίπανσης.

Αυτά που προκύπτουν ως αποτελέσματα από το πρόγραμμα DEHD περιέχουν και το ελάχιστο κενό μεταξύ κυλίνδρου και εμβόλου, την μέγιστη πίεση, την κίνηση του εμβόλου και την χαμένη ενέργεια σε συνάρτηση της γωνίας του στροφάλου. Επίσης έχουν υπολογιστεί οι τιμές της πίεσης, όπου χρειάζεται, και η ελαστική παραμόρφωση του εμβόλου. Ο τρόπος με τον οποίο υποδιαιρείται η επιφάνεια του εμβόλου σε τρεις περιοχές ως συνάρτηση της γωνίας του στροφάλου, έχει επίσης υπολογιστεί.

Αν και η ανάλυση DEHD είναι περιεκτική, υπάρχουν κάποιες υποθέσεις για την απλοποίησή της που έπρεπε να γίνουν. Έτσι αγνοείται οτιδήποτε επηρεάζει τη σύσταση της επιφάνειας του εμβόλου, θεωρείται ότι η θερμοκρασία λαδιού είναι σταθερή και αγνοείται η

πιθανότητα έλλειψης λαδιού. Η τελευταία αυτή έλλειψη είναι αδύνατο να υπολογιστεί γιατί δεν είναι δυνατό να γνωρίζουμε πόσο λάδι είναι διαθέσιμο στο διάκενο μεταξύ του κυλίνδρου και του εμβόλου κατά την διάρκεια λειτουργίας της μηχανής.

**Ανάλυση CONTACT.** Η ανάλυση επαφής είναι μια απλούστευση της ανάλυσης DEHD. Αυτή αγνοεί το φιλμ λαδιού και υποθέτει ότι η φόρτιση (επαφή) γίνεται μόνο με επαφή στερεού με στερεό (μεταλλική επαφή). Γι' αυτόν τον λόγο η εξίσωση του Reynold δεν χρειάζεται να επιλυθεί (αφού δεν υπάρχει υδροδυναμική φόρτιση). Η επιφάνεια του εμβόλου τώρα διαιρείται σε δύο περιοχές : επαφής και μη επαφής. Αν εξαιρεθεί αυτή η κύρια απλοποίηση, η ανάλυση επαφής ακολουθεί τα βήματα επίλυσης της ανάλυσης DEHD . Αφού δεν υπάρχουν απλοποιήσεις για το φιλμ λαδιού, η υπολογισμένη τιμή δραστικά, τα αναγκαία αρχεία και τιμές που χρειάζονται σαν δεδομένα για να εισαχθούν στο πρόγραμμα είναι τα ίδια με την ανάλυση DEHD. Η αποτελεσματικότητα ανάλυσης επαφής είναι πολύ διεξοδική για την επιφάνεια του εμβόλου.

Αν κριθεί αυστηρά η ανάλυση επαφής, πρέπει να λεχθεί ότι δεν είναι μέθοδος ανάλυσης της λίπανσης αφού δεν υπάρχει φιλμ λαδιού να αναλυθεί. Επίσης τα αποτελέσματά της δεν ανταποκρίνονται στην πραγματικότητα, αλλά είναι σημαντικό να γίνει αντιληπτή η διαφορά στα αποτελέσματα που εξάγονται από την ανάλυση επαφής και στα αποτελέσματα που εξάγονται από άλλες αναλύσεις λίπανσης. Αυτός είναι και ο λόγος που περιέχεται και εδώ ανάλυση λίπανσης. Ένας άλλος τρόπος να απλουστευθεί η ανάλυση DEHD είναι αν αγνοηθούν οι ελαστικές παραμορφώσεις του σώματος. Το πρόβλημα τότε γίνεται υδροδυναμικό και μπορεί να λυθεί χρησιμοποιώντας την μέθοδο ανάλυσης η οποία έχει αναπτυχθεί για ρουλεμάν ο αλγόριθμος FEJOB. Το πρόβλημα που μπορεί να προκύψει αναλύοντας το υδροδυναμικό πρόβλημα κάτω από φυσιολογικές συνθήκες λειτουργίας της μηχανής είναι ότι το φιλμ λαδιού μπορεί να γίνει πολύ λεπτό σε μερικές περιοχές με αποτέλεσμα οι εξισώσεις του Reynolds να μην μπορούν να υπολογίσουν τις απαιτούμενες τιμές. Γι' αυτό τον λόγο έγινε μια τροποποίηση στον αλγόριθμο FEJOB. Η τροποποιημένη ανάλυση επιτρέπει επαφή μεταξύ του εμβόλου και του κυλίνδρου. Όταν υπάρχει επαφή η ανάλυση χρησιμοποιεί την εξίσωση του Reynolds για να υπολογίσει την υδροδυναμική φόρτιση και τη δύναμη και οι στιγμιαίες συνθήκες ισορροπίας για να υπολογίσει την φόρτιση που υπάρχει λόγω επαφής. Όταν υπάρχει επαφή, το διάκενο τίθεται μηδέν στο πρόγραμμα. Όταν το έμβολο έχει δύο βαθμούς ελευθερίας (πλευρική κίνηση και κλίση), η επαφή είναι πιθανή μόνο στους πάνω δύο κόμβους οπότε το πρόβλημα γίνεται πιο πολύπλοκο.

Η ανάλυση FEJOB διαιρεί την περιοχή στην οποία υπάρχει φόρτιση σε δύο περιοχές - πλήρες φιλμ λαδιού και κοιλότητες ( με εξαίρεση τους κόμβους όπου υπάρχει επαφή οι οποίοι αποκλείονται από αυτό το σκέλος). Η συμπληρωματική διατύπωση (όπως στην ανάλυση DEHD) χρησιμοποιείται για να καθορίσει την κατάλληλη υποδιαίρεση της επιφάνειας του σώματος του εμβόλου. Μια μέθοδος πεπερασμένων στοιχείων χρησιμοποιείται για την επίλυση της εξίσωσης του Reynolds. Σε αντίθεση με την ανάλυση DEHD το πάχος του φιλμ λαδιού και οι όροι της πίεσης στην εξίσωση του Reynolds έχουν τώρα δεκαπλασιαστεί. Γι' αυτό η επίλυση του αλγόριθμου γίνεται τώρα ευκολότερη και ο χρόνος υπολογισμού είναι σχετικά μικρότερος. Οι ίδιες εξισώσεις ισορροπίας εφαρμόζονται όπως και στην ανάλυση DEHD.

**Απλοποιημένη ανάλυση λίπανσης.** Εδώ χρησιμοποιείται ένα απλοποιημένο μοντέλο λίπανσης. Σ' αυτό το μοντέλο λαμβάνεται μια προσεγγιστική λύση της εξίσωσης του Reynolds για το πιεζόμενο φιλμ λαδιού μόνο.

Εδώ η υπόθεση είναι ότι το σφηνοειδές φιλμ έχει μόνο σχέση δευτερεύουσας σημασίας με το πιεζόμενο φιλμ στην λίπανση του σώματος του εμβόλου. Η επίλυση βασίζεται στην

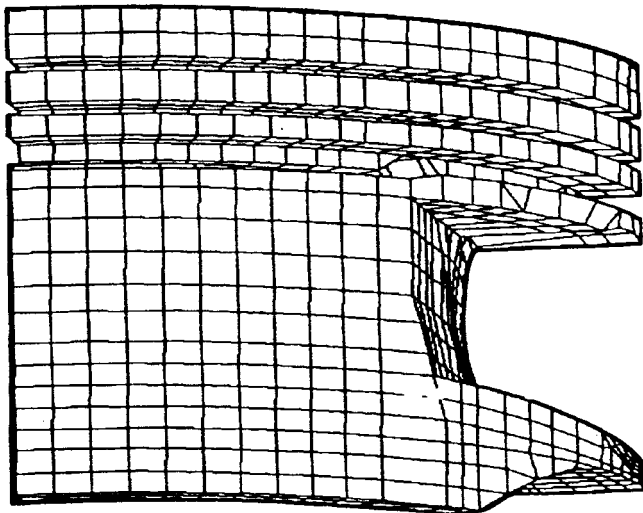
επίλυση που εφαρμόζεται για ρουλεμάν που λειτουργούν σε συνθήκες με φιλμ λαδιού υπό πίεση. Μόνο η πλευρική κίνηση του εμβόλου υπολογίζεται. Για να ληφθεί η προσεγγιστική επίλυση το αξονικό προφίλ του σώματος του εμβόλου αγνοείται. Το πλήθος των δεδομένων που χρειάζεται να εισαχθούν για αυτή την ανάλυση είναι ασήμαντο. Η ανάλυση είναι πολύ εύκολη στην χρησιμοποίησή της και πολύ γρήγορη σε εκτέλεση. Γι' αυτό, λόγω του προσεγγιστικού χαρακτήρα αυτή η απλοποιημένη ανάλυση σε συνεργασία μαζί με πιο τεκμηριωμένες αναλύσεις, παίζει σημαντικό και χρήσιμο ρόλο στον σχεδιασμό εμβόλων αυτοκινήτων.

Χρησιμοποιείται για τα πειράματα έμβολο διαμέτρου 89 mm. Το πείραμα διεξήχθη υπό τέσσερις συνθήκες: δύο τιμές για το διάκενο μεταξύ εμβόλου (σώματος) και κυλίνδρου (10  $\mu\text{m}$  και 45  $\mu\text{m}$ ) και δύο ταχύτητες λειτουργίας 1.000 r/min και 1.700 r/min. Καθώς γινόταν το πείραμα η πειραματική διάταξη θερμαινόταν με αποτέλεσμα η θερμοκρασία να αυξάνεται από 30°C μέχρι την μέγιστη τιμή των 90°C.

<b>Διάμετρος Εμβόλου</b>	<b>89,0 mm</b>
<b>Διαδρομή εμβόλου</b>	<b>89,0 mm</b>
<b>Βάρος Εμβόλου</b>	<b>381,5 gr</b>
<b>Εκκεντρότητα Πείρου</b>	<b>0,6 mm</b>
<b>Τραχύτητα Εμβόλου</b>	<b>2,5 <math>\mu\text{m}</math> RMS</b>
<b>Ιξώδες Λιπαντικού (SAE 30)</b>	<b>70 cP στους 30°C</b> <b>81 cP στους 100°C</b>

Πίνακας 4.1: Παράμετροι λειτουργίας. [2]

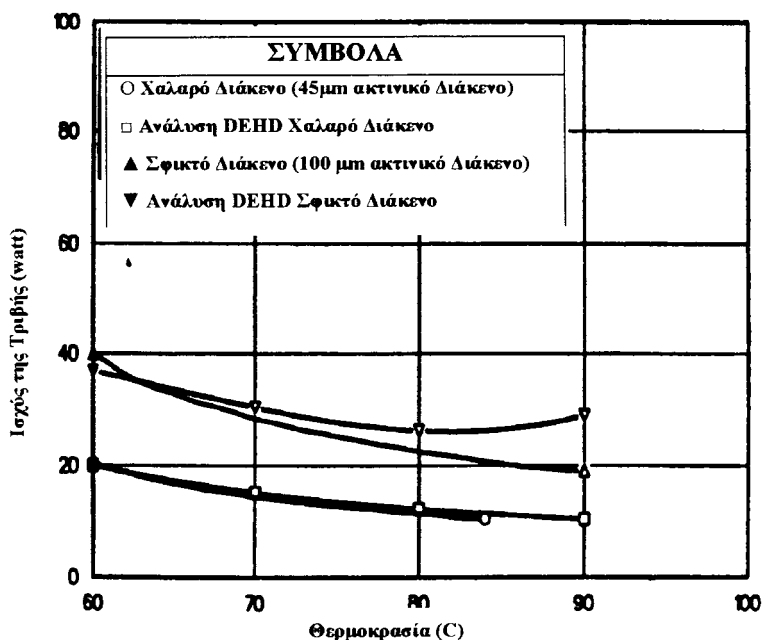
**Σύγκριση αποτελεσμάτων.** Τα αποτελέσματα λαμβάνονται από τον υπολογιστή χρησιμοποιώντας όλες τις μεθόδους ανάλυσης για κάθε μια από τις τέσσερις συνθήκες. Για την ανάλυση DEHD το μοντέλο των πεπερασμένων στοιχείων που δημιουργήθηκε για το έμβολο φαίνεται στην Εικ. (4.2). Λόγω συμμετρίας μόνο το ένα τέταρτο του μοντέλου σχεδιάστηκε. Η επιφάνεια του σώματος του εμβόλου σε αυτό το μοντέλο έχει 154 κόμβους. Το ίδιο μοντέλο εμβόλου χρησιμοποιείται και για την ανάλυση άκαμπτου σώματος (Rigid).



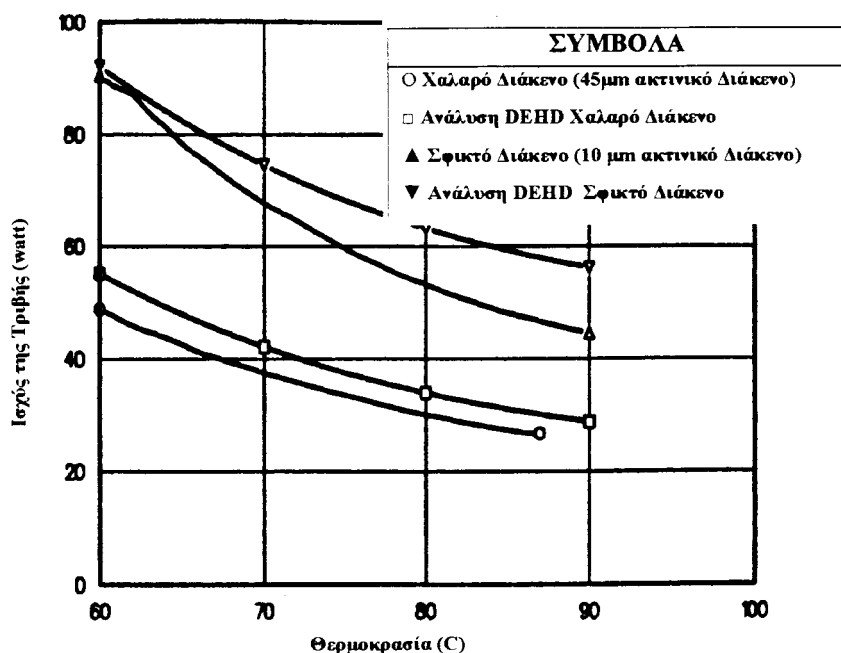
Εικόνα 4.2: Το πλέγμα πεπερασμένων στοιχείων που χρησιμοποιείται για τους υπολογισμούς. [2]



Όπως προκύπτει από τις Εικ.(4.3) και Εικ.(4.4) η σύγκριση μεταξύ της πειραματικής και της ανάλυσης DEHD ποικίλει από πάρα πολύ μεγάλη ομοιότητα για χαλαρό διάκενο (45 μm διάκενο) στις 1.000 r/min σε λογικά καλή ομοιότητα για σφικτό διάκενο (10 μm διάκενο) στις 1.700 r/min. Στα αποτελέσματα που παρουσιάζονται εδώ, έχει θεωρηθεί ότι οι καμπύλες περιοχές του εμβόλου (όπου υπάρχει κοιλότητα) συμβάλλουν στην τριβή εάν αυτές είναι γεμάτες με λάδι. Ως αποτέλεσμα, η αναλυτική τριβή αναμένεται να είναι μεγαλύτερη από τα μετρούμενα δεδομένα. Εναλλάξ μπορεί να θεωρηθεί ότι οι καμπύλες περιοχές δεν συντελούν στην τριβή καθόλου. Σε αυτή την περίπτωση η αναλυτική τριβή είναι μικρότερη από αυτή των δεδομένων.



Εικόνα 4.3: Σύγκριση των πειραματικών δεδομένων με τα αποτελέσματα της ανάλυσης DEHD για ταχύτητα 1000 r/min και για δύο διάκενα. [2]

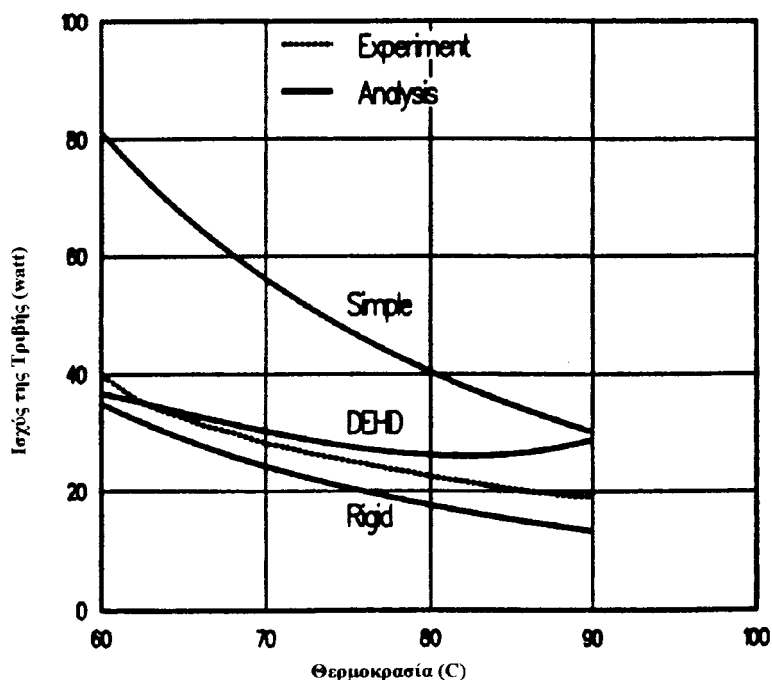


Εικόνα 4.4: Σύγκριση των πειραματικών δεδομένων με τα αποτελέσματα της ανάλυσης DEHD για ταχύτητα 1700 r/min και για δύο διάκενα. [2]

Η μεγαλύτερη θερμοκρασία στην οποία λήφθηκαν τα δεδομένα οριοθετείται από την θερμοκρασία του λαδιού. Η τριβή έχει μια φθίνουσα κατεύθυνση σε σχέση με την θερμοκρασία το οποίο σημαίνει ότι το έμβολο λειτουργεί στην περιοχή της υδροδυναμικής λίπανσης. Στην πραγματικότητα, μια εξέταση της δύναμης της τριβής σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου (δεν δείχνεται) επιβεβαιώνει ότι αυτό είναι σωστό. Η ανάλυση DEHD δείχνει ότι υπάρχει υδροδυναμική λίπανση σε όλα τα σημεία λειτουργίας εκτός από ένα (Εικ. 4.3), 10 µm διάκενο 1.000 r/min, 90° C θερμοκρασία). Σ' αυτό το σημείο υπάρχει μερική επαφή. Αυτή είναι η μόνη βασική ασυμφωνία μεταξύ των μετρημένων δεδομένων και της ανάλυσης DEHD.

Για την απλοποιημένη και την ανάλυση άκαμπτου σώματος η σύγκριση φαίνεται μόνο για τις 1.000 r/min, στην περίπτωση σφικτού διακένου (Εικ. 4.5) Πρέπει να γίνει μνεία ότι σε αυτές τις αναλύσεις δεν περιλαμβάνονται θερμική και ελαστική παραμόρφωση. Η εικόνα περιέχει επίσης και τα αποτελέσματα της ανάλυσης DEHD για συσχέτιση. Η τριβή απλοποιημένη ανάλυση είναι μεγάλη για τις χαμηλότερες κυρίως θερμοκρασίες. Αυτό συμβαίνει γιατί αυτή η ανάλυση δεν εξετάζει το προφίλ του σώματος του εμβόλου, άρα ούτε τις καμπυλότητες του. Η ανάλυση άκαμπτου σώματος (rigid) κάνει καλό υπολογισμό της τριβής. Όταν αυτή γίνεται μικρότερη είναι ακριβώς παράλληλη με τις μετρημένες τιμές. Ο λόγος είναι ότι σε αντίθεση με την ανάλυση DEHD δεν εξετάζει την σχέση της θερμικής διαστολής μεταξύ του αλουμινένιου εμβόλου και του σιδηρού κυλίνδρου.

Συνοπτικά η ανάλυση άκαμπτου σώματος (rigid) και η ανάλυση DEHD παρέχουν μαζί καλά αποτελέσματα στον υπολογισμό της τριβής.



Εικόνα 4.5: Σύγκριση των πειραματικών δεδομένων με τα αποτελέσματα τριών μεθόδων ανάλυσης, για ταχύτητα 1000 r/min και για 10μm διάκενο. [2]

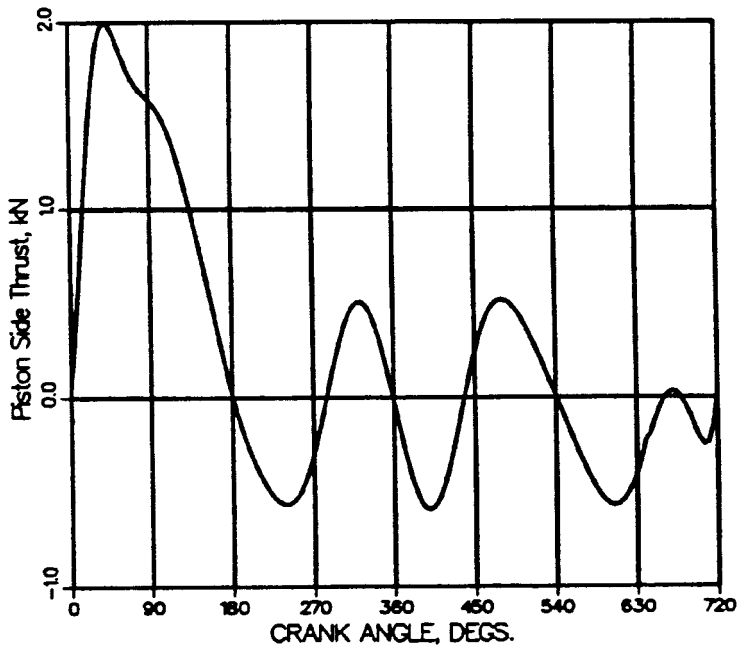
#### 4.2. Αποτελέσματα.

Σε αυτόν τον τομέα τα αποτελέσματα παρουσιάζουν ενδιαφέρον για το πως επιδρά το διάκενο εμβόλου - κυλίνδρου, η θέση του πείρου και η μάζα του εμβόλου στην λειτουργία του εμβόλου. Χρησιμοποιήθηκαν πραγματικές συνθήκες και τιμές λειτουργίας της μηχανής για τη πίεση συμπίεσης, θερμική παραμόρφωση του σώματος σε σχέση με τη θερμοκρασία καύσεως και την ελαστική παραμόρφωση σε σχέση με την πίεση συμπίεσης. Οι συνθήκες λειτουργίας και οι σχεδιαστικοί παράμετροι του εμβόλου φαίνονται στον Πίνακα (4.2).

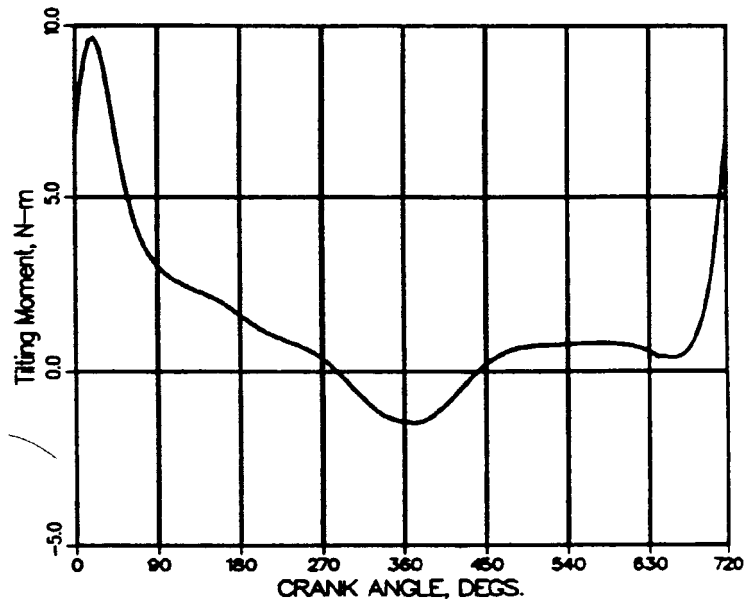
<b>Διάμετρος Κυλίνδρου</b>	<b>89,0 mm</b>
<b>Διαδρομή Εμβόλου</b>	<b>80,0 mm</b>
<b>Ταχύτητα Μηχανής</b>	<b>3300 r/min</b>
<b>Μάζα Εμβόλου</b>	<b>381,5 gr</b>
<b>Εκκεντρότητα Πείρου</b>	<b>0,6 mm</b>
<b>Ακτινικό Διάκενο</b>	<b>20,0 μm</b>
<b>Διαστολή Διαμέτρου Κυλίνδρου</b>	<b>53,0 μm</b>
<b>Τραχύτητα Σώματος</b>	<b>2,0 μm RMS</b>
<b>Θερμοκρασία Λιπαντικού</b>	<b>140 °C</b>
<b>Ιξώδες Λιπαντικού</b>	<b>4,4 cP (SAE 5W-30)</b>

Πίνακας 4.2: Παράγοντες λειτουργίας. [2]

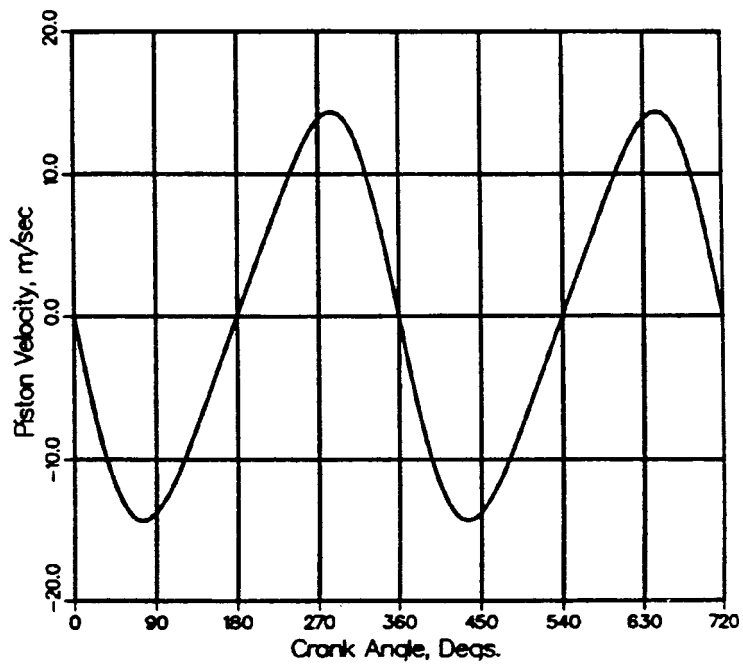
Στην Εικ.(4.6(α)) φαίνεται η πλευρική ώθηση που έχει το έμβολο σε σχέση με την γωνία του στροφάλου, στη Εικ.(4.6(β)) φαίνεται η σχέση της στιγμιαίας κλίσης του εμβόλου σε σχέση με την γωνία στροφάλου, ενώ στην Εικ.(4.6(γ)) την ταχύτητα του εμβόλου ως συνάρτηση της γωνίας του στροφάλου. Αυτές υπολογίστηκαν χρησιμοποιώντας συνθήκες στατικής ισορροπίας για το έμβολο και κινηματική ανάλυση για τον πειραματικό μηχανισμό.



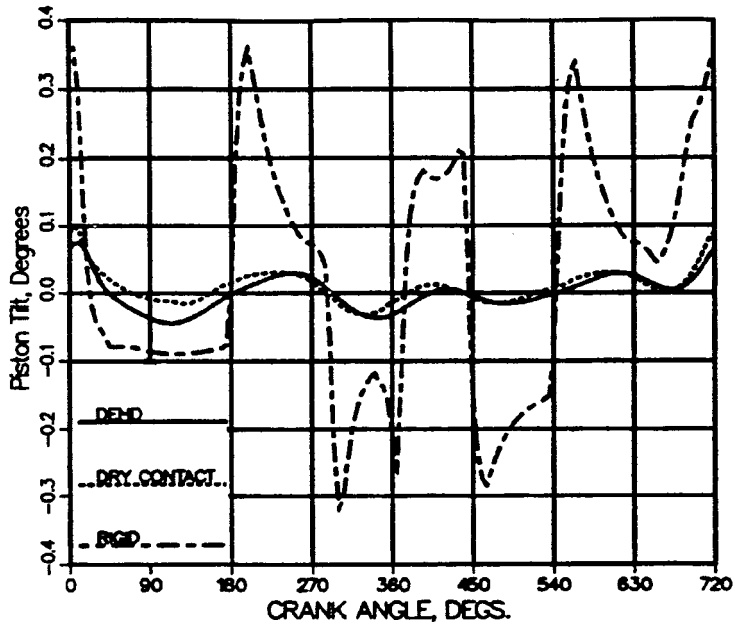
Εικόνα 4.6 (α): Πλευρική ώθηση του εμβόλου. [2]



Εικόνα 4.6(β): Ροπή περιστροφής του εμβόλου. [2]

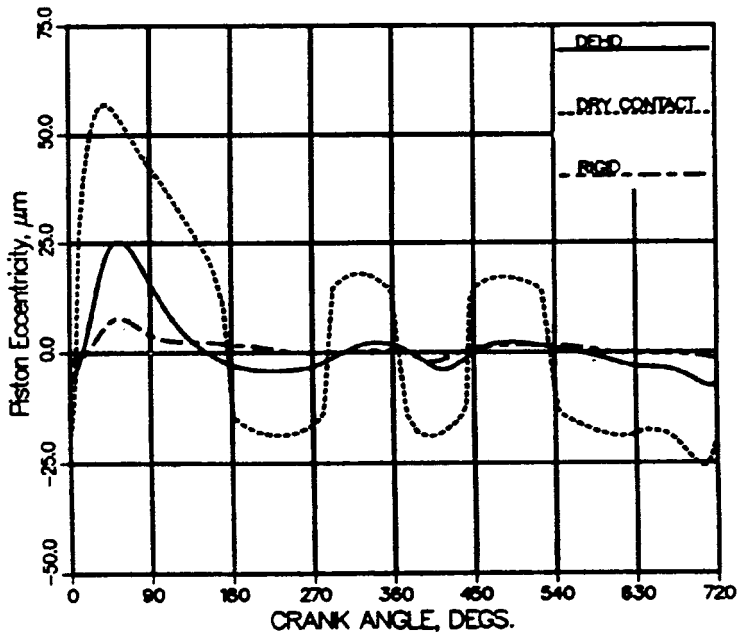


Εικόνα 4.6(γ): Ταχύτητα εμβόλου. [2]

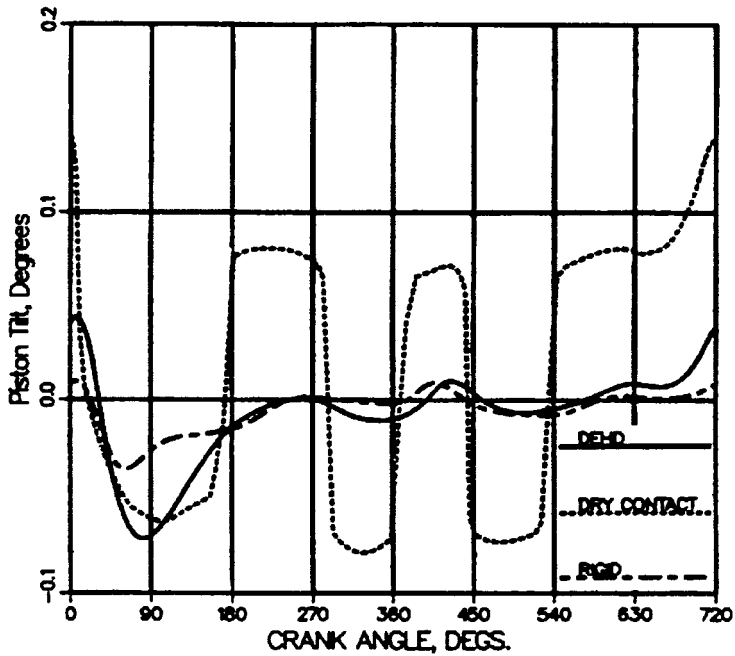


Εικόνα 4.7(β): Κλίση του εμβόλου. [2]

Οι Εικ. (4.7(α)), Εικ. (4.7(β)) και Εικ. (4.8) δείχνουν τα αποτελέσματα ως συνάρτηση της γωνίας στροφάλου και για τις δύο περιπτώσεις. Η ανάλυση άκαμπτου σώματος δείχνει να έχει πολύ πλατιά ταλάντωση και για τις δύο κινήσεις στην λυπαινόμενη λειτουργία. Για την «κρύα εκκίνηση» η ανάλυση επαφής δείχνει ότι υπάρχει πολύ μεγαλύτερη ταλάντωση και για τις δύο κινήσεις του εμβόλου.



Εικόνα 4.8(α): Εκκεντρότητα του εμβόλου. [2]

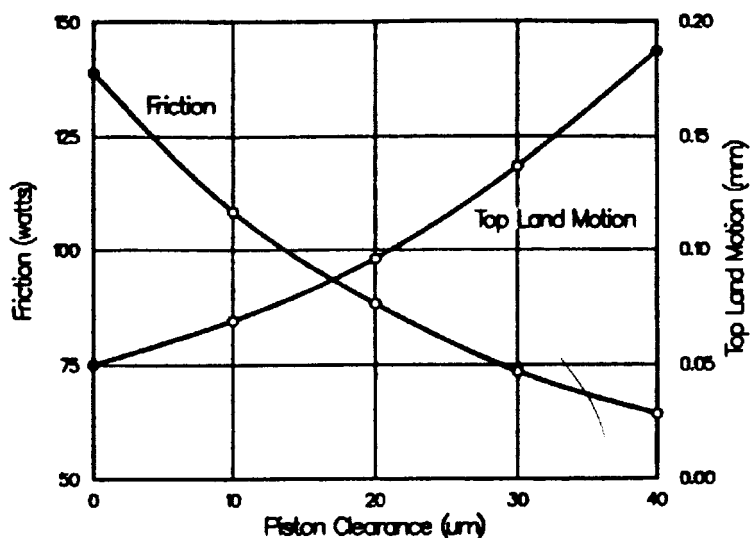


Εικόνα 4.8(β): Κλίση του εμβόλου. [2]

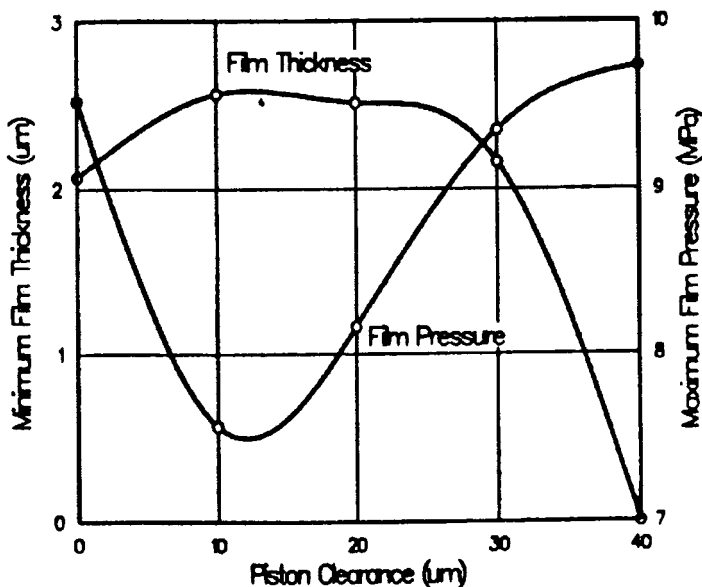
Από τα αποτελέσματα αυτά μπορούμε να συμπεραίνεται ότι η ανάλυση άκαμπτου σώματος δεν είναι κατάλληλη για τα έμβολα. Η ανάλυση επαφής είναι αρκετά ακριβής όταν το έμβολο λειτουργεί με σφιχτή εφαρμογή μέσα στον κύλινδρο, αλλά για συνθήκες χαλαρής συναρμογής συνιστάται η ανάλυση DEHD.

#### 4.2.2. Διάκενο.

Το ακτινικό διάκενο ποικίλει από 0  $\mu\text{m}$  έως 40  $\mu\text{m}$  που είναι ένα πλατύ εύρος τιμών γιατί τα διάκενα που υπάρχουν στις μηχανές παραγωγής είναι από 10  $\mu\text{m}$  έως 25  $\mu\text{m}$ .



Εικόνα 4.9(α): Απώλεια ισχύος και κίνηση άνω περιοχής εμβόλου. [2]



Εικόνα 4.9(β): Πάχος φιλμ λαδιού και πίεση του φιλμ. [2]

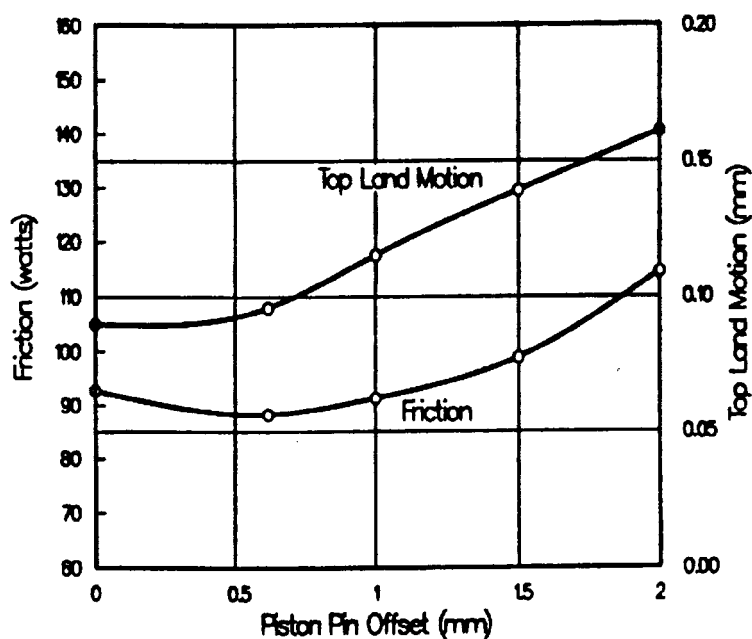
Οι Εικ.(4.9(α)) και Εικ.(4.9(β)) δείχνουν τα αποτελέσματα από την ανάλυση DEHD για την τριβή, την κίνηση άνω περιοχής του εμβόλου, το ελάχιστο πάχος λιπαντικού και μέγιστη τιμή της πίεσης του φιλμ. Όπως αναμένεται η τριβή μειώνεται και η κίνηση άνω περιοχής εμβόλου αυξάνεται με αύξηση του διάκενου μεταξύ εμβόλου και κυλίνδρου. Το ελάχιστο πάχος φιλμ λαδιού και η μέγιστη πίεση είναι βέλτιστες για ακτινικό διάκενο 12  $\mu\text{m}$  περίπου. Όπως έχει λεχθεί σε πολλές μηχανολογικές έρευνες, η τιμή του ακτινικού διάκενου σε



κατάσταση μη λειτουργίας έχει σχέση και με τους παρακάτω παράγοντες: θόρυβος (έχει σχέση με την κίνηση άνω περιοχής εμβόλου), οικονομία καυσίμου (έχει σχέση με την τριβή) και φθορά (έχει σχέση με το πάχος του φιλμ λαδιού). Επίσης για το ακτινικό διάκενο που συνήθως χρησιμοποιείται στις μηχανές με ανοχή περίπου 15  $\mu\text{m}$  η τριβή μπορεί να αλλάξει 35 - 40 %.

#### 4.2.3. Εκκεντρότητα του πείρου του εμβόλου.

Η θέση του πείρου του εμβόλου ενδιαφέρει κατά την σχεδίαση του εμβόλου για την αποφυγή παραγωγής θορύβου και για την φορά περιστροφής της μηχανής. Ο σκοπός είναι να βρεθεί μια θέση για το έμβολο που να αποτρέπει την γρήγορη μετακίνηση του εμβόλου από την λιγότερο στην περισσότερο πλευρά ώθησης αμέσως μετά από την ανάφλεξη μετά το ΑΝΣ. Όταν συμβαίνει αυτό παράγεται θόρυβος και αυξάνεται η τριβή. Δεν μπορούν να υπάρχουν δεδομένα για να επιβεβαιώσουν αυτή την σκέψη όμως προκύπτει μια εικόνα για το τι συμβαίνει αφού η ανάλυση DEHD υπολογίζει την τριβή και την «κίνηση άνω περιοχής εμβόλου» ως συνάρτηση της θέσεως του πείρου του εμβόλου. Η Εικ.(4.10) δείχνει ότι η «κίνηση άνω περιοχής εμβόλου» αυξάνεται συνεχώς ενώ η τριβή ενώ στην αρχή μειώνεται στην συνέχεια αυξάνεται.

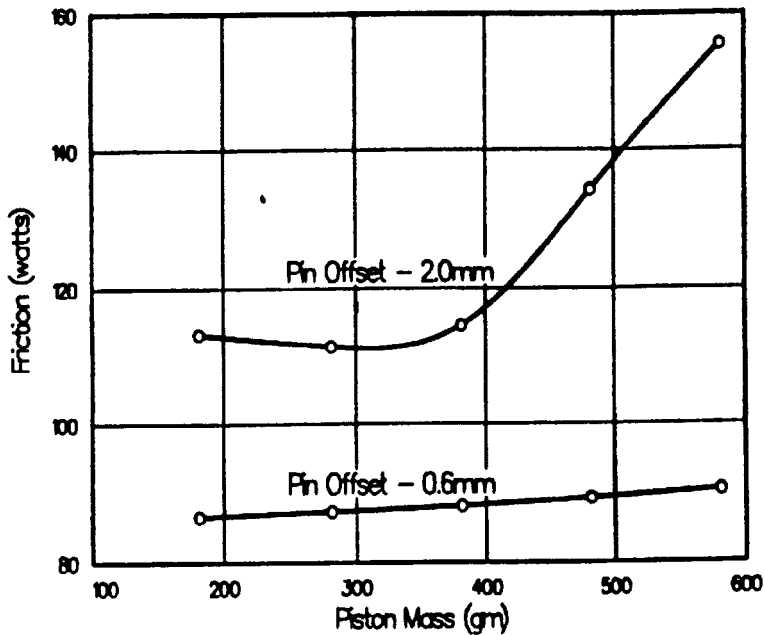


Εικόνα 4.10: Επίδραση της εκκεντρότητας του πείρου του εμβόλου στην τριβή και στην κίνηση της άνω περιοχής εμβόλου. [2]

#### 4.2.4. Επίδραση της μάζας του εμβόλου.

Η παλινδρόμηση της μάζας του εμβόλου θέτει φραγμό στον σχεδιασμό των συνιστωσών του εμβόλου και της μηχανής. Πάντως είναι πολύ δύσκολο να καθοριστεί πειραματικά πως επηρεάζει την τριβή. Δύο σειρές ανάλυσης εφαρμόστηκαν για δύο διαφορετικές θέσεις του πείρου: 0,6 mm, που είναι συνηθισμένο, και 2,0 mm που είναι πολύ μεγάλο. Τα αποτελέσματα που φαίνονται είναι για ένα έμβολο 381 γραμμαρίων και τιμές για

μάζες αυξανόμενες και μειούμενες κατά 100 γραμ. Όπως φαίνεται στην Εικ.(4,11), η τριβή δεν αυξάνεται αισθητά για την τιμή 0,6 mm του πείρου, ενώ για την τιμή της θέσης του πείρου 2,0 mm υπάρχει δραστική αύξηση της τριβής με τη μάζα. Μερικές πειραματικές έρευνες έχουν δείξει σημαντική μείωση της τριβής με μείωση της μάζας του εμβόλου, η μειωμένη μάζα προξενείται από την μείωση του μεγέθους του εμβόλου και η μείωση στην τριβή οφείλεται και σε τροποποιήσεις που έγιναν και σε χαρακτηριστικά του εμβόλου. Βασιζόμενοι από τα αποτελέσματα του σχήματος της Εικ.(4.11) συμπεραίνεται ότι για ένα καλά σχεδιασμένο έμβολο, που λειτουργεί κυρίως στην περιοχή της υδροδυναμικής λιπάνσεως, η μάζα έχει πολύ μικρή επιρροή στην τριβή του σώματος του εμβόλου.



Εικόνα 4.11: Επίδραση της μάζας του εμβόλου στην αναπτυσσόμενη τριβή για δύο διαφορετικά διάκενα. [2]

### 4.3. Συμπεράσματα.

Αυτή η έρευνα έδωσε μια άποψη και μια σύγκριση για τρεις αναλύσεις λίπανσης και μία ανάλυση επαφής για το σώμα του εμβόλου. Τα αποτελέσματα έχουν συγκριθεί με πειραματικά αποτελέσματα που πάρθηκαν από την διάταξη που έγιναν τα πειράματα. Η DEHD και rigid αναλύσεις όταν υπάρχουν μη αμελητέες θερμικές και ελαστικές διαστολές δεν ενδείκνυται.

Η κίνηση του σώματος του εμβόλου συγκρίθηκε για την ανάλυση περιοχής εμβόλου, την ανάλυση DEHD και την ανάλυση επαφής.

Τα αποτελέσματα της ανάλυσης DEHD χρησιμοποιήθηκαν ως μετασταθμιστής, η ανάλυση περιοχής εμβόλου δεν πρέπει να χρησιμοποιείται για την κίνηση του εμβόλου. Επίσης ερευνήθηκε ο τρόπος με τον οποίο επηρεάζουν την τριβή οι τρεις κατασκευαστικοί παράμετροι. Μερικά αποτελέσματα βρίσκονταν κοντά στις θεωρητικές απόψεις. Γενικά, η μάζα του εμβόλου επηρεάζει άλλοτε πολύ και άλλοτε λίγο, ανάλογα με τον σχεδιασμό του. Η θέση του πείρου δεν αυξάνει κατ' ανάγκη την τριβή και ένα χαλαρό διάκενο δεν είναι απαραίτητα καλό για την λίπανση του εμβόλου.

Τέλος πιστεύεται ότι ο κατάλληλος σχεδιασμός των σωμάτων των εμβόλων διευκολύνει την εφαρμογή της μικτής και ελαστοϋδροδυναμικής λίπανσης. Είναι θεμιτό τέτοιες αναλύσεις σαν αυτή να οδηγήσουν στον σχεδιασμό εμβόλων με μεγάλη αξιοπιστία και αντοχή, μικρό θόρυβο και, όσο το δυνατόν, χαμηλότερη τριβή.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

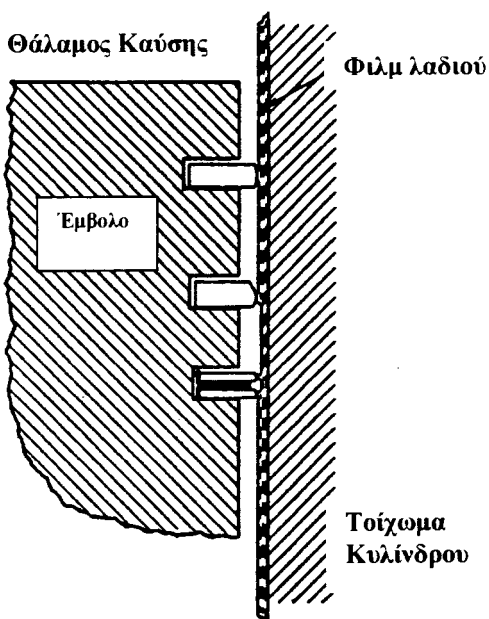
### ΜΕΘΟΔΟΣ ΑΝΑΛΥΣΗΣ ΤΗΣ ΛΙΠΑΝΣΗΣ ΤΩΝ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ ΤΟΥ ΕΜΒΟΛΟΥ ΤΩΝ ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΩΝ ΤΗΣ GENERAL MOTORS.

Η τριβή των ελατηρίων εμβόλου υπολογίζεται σαν ένα μέρος της συνολικής τριβής που αναπτύσσεται σε μια μηχανή εσωτερικής καύσης. Ο τρόπος λειτουργίας των ελατηρίων εμβόλου επηρεάζει πολλές παραμέτρους της λειτουργίας της μηχανής, όπως την κατανάλωση λιπαντικού, την εκρηκτικότητα, και την φθορά. Λόγω του περίπλοκου τρόπου με τον οποίο αλληλεπιδρούν μεταξύ τους τα ελατήρια εμβόλου και το τοίχωμα του κυλίνδρου, η μελέτη και η κατανόηση της αναπτυσσόμενης τριβής καθυστέρησε χρονικά σε σχέση με την μελέτη της τριβής που παρουσιάζεται σε μία μηχανή από τις υπόλοιπες παραμέτρους. Αυτή η έρευνα περιγράφει μία πρόσφατη μέθοδο ανάλυσης της λίπανσης των ελατηρίων εμβόλου, συμφωνεί σε πολλά σημεία με παλαιότερες μεθόδους και περιλαμβάνει δύο μοντέλα μελέτης. Το απλούστερο μοντέλο περιλαμβάνει μόνο λειτουργία σε συνθήκες πλήρης λίπανσης. Το πιο πολύπλοκο μοντέλο εξετάζει τα αποτελέσματα συνθηκών έλλειψης λαδιού και μεταφοράς λιπαντικού στα τοιχώματα του κυλίνδρου. Επίσης παρουσιάζονται εφαρμογές αυτών των μεθόδων ανάλυσης για την εκτίμηση του τρόπου με τον οποίο επηρεάζουν οι σχεδιαστικοί παράμετροι την αναπτυσσόμενη τριβή.

Τα ελατήρια εμβόλου κατά την λειτουργία τους πραγματοποιούν δύο βασικές λειτουργίες, την λίπανση του κυλίνδρου και την εξάπλωση του λιπαντικού σε αυτόν. Μπορούν να θεωρηθούν σαν δυναμικά φορτισμένοι τριβείς που παρέχουν λίπανση για να μειώσουν την τριβή και την φθορά στον κύλινδρο. Επίσης δημιουργούν ένα κινούμενο φράγμα μεταξύ του εμβόλου και του τοιχώματος του κυλίνδρου ελαχιστοποιώντας έτσι την διαρροή καυσαερίων προς την λεκάνη λιπαντικού και την υπερβολική αύξηση λιπαντικού στον θάλαμο καύσης.

#### 5.1. Μέθοδοι.

Στην μελέτη αυτή το ελατήριο εμβόλου θεωρείται ως ένας παλινδρομικά κινούμενος, δυναμικά φορτισμένος, ολισθαίνων τριβέας ο οποίος εκτελεί μια συνδυασμένη ολισθαίνουσα και πιεσμένη κίνηση. Για να περιγραφεί το σπάσιμο του φιλμ του λιπαντικού χρησιμοποιούνται οι οριακές συνθήκες σχηματισμού κοιλότητας του Reynolds. Η κλίση του ελατηρίου δεν υπολογίζεται.



Εικόνα 5.1: Αναπαράσταση της λειτουργίας του συνόλου των ελατηρίων. [3]

Όπως φαίνεται και στην Εικ.(5.1), ένα τυπικό σύνολο ελατηρίων σε έμβολο μηχανής οχήματος αποτελείται από ένα ελατήριο συμπίεσης του οποίου το σημείο επαφής του με το τοίχωμα του κυλίνδρου (προφίλ του ελατηρίου) έχει κυλινδρική μορφή, από ένα δεύτερο ελατήριο συμπίεσης που έχει αιχμηρό προφίλ και από ένα τρίτο ελατήριο λαδιού το οποίο μπορεί να θεωρηθεί σαν συναρμολόγηση δύο ξεχωριστών ελατηρίων με απότομα αιχμηρά προφίλ. Έτσι κατά την λειτουργία τους μπορούν να θεωρηθούν σαν την λειτουργία μίας παραβολής με κάποιο διάκενο. Ως διάκενο καθορίζεται η απόσταση μεταξύ της κορυφής του προφίλ και του κέντρου του ελατηρίου. Αν η κορυφή του ελατηρίου είναι πίσω από την γραμμή του κέντρου του ελατηρίου τότε το διάκενο λαμβάνεται ως αρνητικό. Ένα τυπικό δεύτερο ελατήριο συμπίεσης, όπως αναφέρθηκε έχει αιχμηρό προφίλ με μεγαλύτερη διάμετρο προς το κάτω μέρος του ελατηρίου. Έτσι κατά την λειτουργία του θεωρείται ως μία παραβολή με αρνητικό διάκενο. Το πρώτο ελατήριο συμπίεσης και το ελατήριο του λαδιού κατά την λειτουργία τους θεωρούνται παραβολές χωρίς διάκενο.

Όπως προαναφέρθηκε αναπτύχθηκαν δύο μοντέλα μελέτης, στο απλούστερο εξετάζεται κάθε ελατήριο ξεχωριστά σε συνθήκες πλήρους λίπανσης και στο πιο πολύπλοκο μοντέλο περιέχονται συνθήκες έλλειψης λιπαντικού και μεταφορά λιπαντικού στο τοίχωμα του κυλίνδρου. Εδώ θα δοθεί μία επιγραμματική περιγραφή αυτών.

### 5.1.1. Πρώτο μοντέλο.

Σε αυτή την ανάλυση θεωρείται ότι υπάρχει άφθονο λιπαντικό για την λίπανση του ελατηρίου. Γι αυτό η πίεση που αναπτύσσεται ξεκινά από το άκρο του ελατηρίου που προπορεύεται κατά την κίνηση. Για του παραπάνω λόγους το σύνολο των αποτελεσμάτων για την πίεση που ασκείται στο φιλμ του λιπαντικού πρέπει να είναι σε ισορροπία με την εφαρμοζόμενη πίεση σε κάθε στιγμή της λειτουργίας των ελατηρίων. Από τις οριακές συνθήκες και την κατάσταση ισορροπίας, μπορεί να παραχθεί ένα σύστημα δύο μη γραμμικών εξισώσεων. Το πάχος του φιλμ λιπαντικού για δεδομένη πίεση μπορεί να υπολογιστεί απευθείας από την λύση του συστήματος των εξισώσεων. Μια τροποποιημένη μέθοδος του Newton χρησιμοποιήθηκε για την επίλυση του συστήματος των εξισώσεων. Μία μαθηματική διαδικασία αναπτύχθηκε για τον καθορισμό των αποτελεσμάτων που αφορούν τις μεταβολές του πάχους του φιλμ του λιπαντικού, της δύναμης της τριβής, της απώλειας ενέργειας και της ροής του λιπαντικού κατά μήκος του ελατηρίου. Αν το υπολογισμένο ελάχιστο πάχος του λιπαντικού είναι μικρότερο από το άθροισμα των μικροανωμαλιών του προφίλ του ελατηρίου και του τοιχώματος του κυλίνδρου τότε υπάρχει επαφή τους και η δύναμη της τριβής υπολογίστηκε με βάση τον συντελεστή τριβής. Αυτός ο αλγόριθμος έχει κωδικοποιηθεί σε ένα πρόγραμμα για υπολογιστή με το όνομα DARING (Design and Analysis of Ring lubrication).

Η μέθοδος αυτή ανάλυσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να ερευνηθεί ο τρόπος που επηρεάζουν την δύναμη της τριβής κατασκευαστικοί παράγοντες της μηχανής όπως το διάκενο, η διάμετρος και το ύψος του εμβόλου, ο αριθμός των κυλίνδρων, η ταχύτητα κ.α..

### 5.1.2. Δεύτερο μοντέλο.

Για το σύνολο των ελατηρίων καθώς κινούνται μέσα στον κύλινδρο πολλές φορές δεν υπάρχει αρκετή ποσότητα λιπαντικού ώστε να υπάρχει πλήρης λίπανση. Γι αυτό τον λόγο πρέπει να εξεταστούν και οι συνθήκες έλλειψης λιπαντικού. Όταν η ποσότητα του λιπαντικού δεν είναι αρκετή για πλήρη λίπανση, η περιοχή όπου αρχίζει η πίεση στο φιλμ του λιπαντικού καθορίζεται από την υπάρχουσα ποσότητα του λιπαντικού. Σ' αυτό το μοντέλο για να λυθεί το πρόβλημα της έλλειψης λιπαντικού έχει παραχθεί ένα σύστημα τριών εξισώσεων. Το σύστημα αυτό έχει την ποσότητα του διαθέσιμου λιπαντικού ως γνωστή και θέτει το σημείο εισόδου του λιπαντικού ως άγνωστο. Το σημείο εισόδου του λιπαντικού μπορεί να

υπολογιστεί απ' ευθείας λύνοντας το σύστημα των εξισώσεων. Έτσι παρουσιάζεται μία άμεση προσέγγιση που συνδέει την ανάλυση της έλλειψης λιπαντικού με την ποσότητα του λιπαντικού που είναι εφικτό να υπάρξει κάθε χρονική στιγμή. Για τον καθορισμό της διαθέσιμης ποσότητας λιπαντικού πρέπει να γίνουν κάποιες παραδοχές. Έτσι θεωρείται για το σύνολο των ελατηρίων ότι υπάρχει συνεχόμενη ροή λιπαντικού και δεδομένη θέση των ελατηρίων για κάθε γωνία του στροφάλου. Η είσοδος στο τρίτο ελατήριο λαδιού θεωρείται ότι είναι πλήρως λιπαινόμενη κατά την κίνησή του προς το ΚΝΣ. Το φιλμ λαδιού στο τοίχωμα του κυλίνδρου μετά το πέρασμα του ελατηρίου του λαδιού είναι ικανό να λιπάνει το ελατήριο που ακολουθεί. Από αυτή την παραδοχή είναι δυνατός ο καθορισμός της ποσότητας του λιπαντικού για τις συνθήκες έλλειψης λιπαντικού. Από εκεί και πέρα είναι κατανοητό ότι το λιπαντικό που απέμεινε στο πάνω μέρος του κυλίνδρου είναι ο συντελεστής της κατανάλωσης λιπαντικού. Η ποσότητα αυτή του λιπαντικού που έμεινε στο πάνω μέρος του κυλίνδρου μπορεί να υπολογιστεί ως η διαφορά της ποσότητας του λιπαντικού που μεταφέρθηκε κατά την κίνηση του πρώτου ελατηρίου συμπίεσης κατά την κίνησή του προς το ΑΝΣ και αυτής κατά την κίνησή του προς το ΚΝΣ. Και αυτή η μέθοδος έχει κωδικοποιηθεί στο πρόγραμμα DARING και τα αποτελέσματά της θα παρουσιαστούν παρακάτω.

## 5.2. Αποτελέσματα.

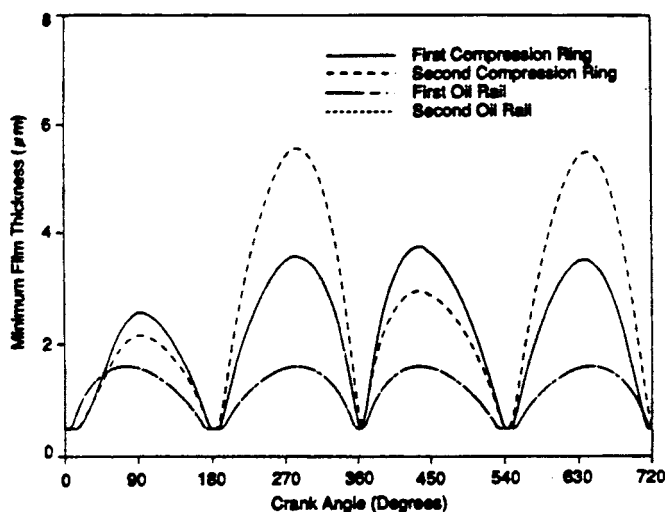
Παρακάτω δίνονται λεπτομερή αποτελέσματα για την λειτουργία με πλήρη λίπανση και για την λειτουργία με συνθήκες έλλειψης λιπαντικού για την επεξήγηση των γενικών χαρακτηριστικών της λίπανσης των ελατηρίων εμβόλου. Τα αποτελέσματα αυτά λήφθηκαν για ένα συνηθισμένο σύνολο ελατηρίων, σε μία τετρακύλινδρη μηχανή 2.0 lt. Τα σχεδιαστικά χαρακτηριστικά των ελατηρίων και τα χαρακτηριστικά της μηχανής φαίνονται στον Πίνακα(5.1).

Διάμετρος Κυλίνδρου	89.0 mm
Διαδρομή εμβόλου	80.0 mm
Μήκος Διωστήρα	141.9 mm
Τραχύτητα	0.37 $\mu$ m
Ιξώδες Λιπαντικού	6.89 cStokes
Ταχύτητα Μηχανής	2000 r/min
Συντελεστής της Τριβής για Οριακή Τριβή	0.08
<b>ΠΡΩΤΟ ΕΛΑΤΗΡΙΟ</b>	
Πλάτος Ελατηρίου	1,6 mm
Ύψος Ανωμαλιών	12,0 $\mu$ m
Μετατόπιση	0,0 mm
Ελαστική Δύναμη	22,5 N
Απόσταση από το κάτω μέρος του Ελατηρίου του Λαδιού	11,05 mm
<b>ΔΕΥΤΕΡΟ ΕΛΑΤΗΡΙΟ</b>	
Πλάτος Ελατηρίου	1,5 mm
Ύψος Ανωμαλιών	5,0 $\mu$ m
Μετατόπιση	-0,3 $\mu$ m
Ελαστική Δύναμη	14,0 N
Απόσταση από το κάτω μέρος του Ελατηρίου του Λαδιού	5,55 mm
<b>ΕΛΑΤΗΡΙΟ ΛΑΔΙΟΥ</b>	

Πλάτος Ελατηρίου	0.6 mm
Ύψος Ανωμαλιών	2.0 $\mu\text{m}$
Μετατόπιση	0.0 $\mu\text{m}$
Ελαστική Δύναμη	23.7 N
Απόσταση μεταξύ του πάνω ελατηρίου και του κάτω	3.04 mm

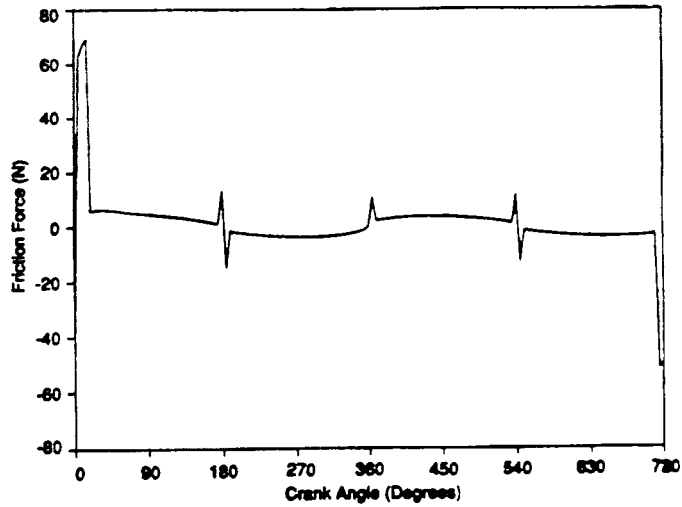
Πίνακας 5.1: Χαρακτηριστικά των ελατηρίων και της μηχανής. [3]

Τα αποτελέσματα για την ανάλυση της πλήρους λίπανσης φαίνονται στις Εικ.(5.2) και Εικ.(5.3). Πρέπει να τονιστεί ότι κάθε ελατήριο εξετάστηκε ξεχωριστά σε συνθήκες πλήρους λίπανσης. Στη Εικ.(5.2) φαίνεται το ελάχιστο πάχος του φιλμ του λιπαντικού για κάθε ελατήριο σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου για ταχύτητα της μηχανής 2000 r/min. Το πάχος του φιλμ για κάθε ελατήριο είναι αρκετά διαφορετικό εκτός από τα δύο μέρη του ελατηρίου λαδιού. Φαίνεται ότι μικτή λίπανση έχουμε όταν πλησιάζουν τα ελατήρια στο ΑΝΣ και ΚΝΣ λόγω της μείωσης της ταχύτητας. Αυτό το συμπέρασμα συμφωνεί με την μεγαλύτερη φθορά που παρατηρείται στα τοιχώματα του κυλίνδρου κοντά στο ΑΝΣ και ΚΝΣ σε σχέση με τον υπόλοιπο κύλινδρο.

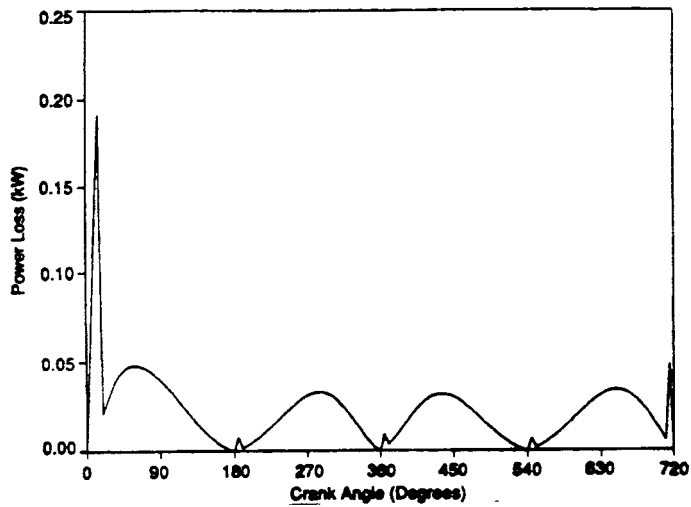


Εικόνα 2: Ελάχιστο πάχος λιπαντικού για κάθε ελατήριο στις 2000 r/min, σε συνθήκες πλήρους λίπανσης. [3]

Οι Εικ.(5.3(α)) και Εικ.(5.3(β)) παρουσιάζουν την δύναμη τριβής και την απώλεια ενέργειας για το πρώτο ελατήριο συμπίεσης. Η δύναμη τριβής για το μέρος του κύκλου όπου το ελατήριο λειτουργεί σε μικτή λίπανση είναι σημαντικά μεγαλύτερη από την δύναμη τριβής που αναπτύσσεται κατά την υδροδυναμική λίπανση. Επίσης και από το διάγραμμα απώλειας ενέργειας είναι φανερό ότι αυτή αυξάνει όταν έχουμε μικτή λίπανση.



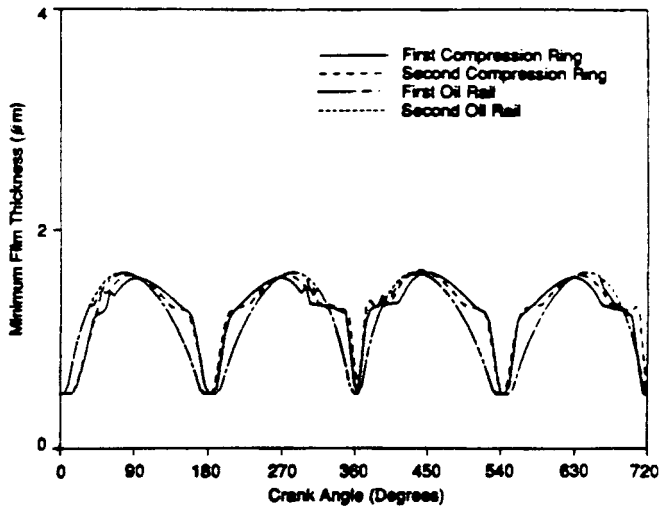
Εικόνα 5.3(α): Δύναμη τριβής για το πρώτο ελατήριο συμπίεσης στις 2000 r/min. [3]



Εικόνα 5.3: Απώλεια ισχύος για το πρώτο ελατήριο συμπίεσης στις 2000 r/min. [3]

Στην Εικ.(5.4) φαίνεται το ελάχιστο πάχος του φιλμ του λιπαντικού για κάθε ελατήριο όταν εξετάζεται μαζί το σύνολο των ελατηρίων σε συνθήκες έλλειψης λιπαντικού. Είναι φανερό ότι, όταν υπάρχει έλλειψη λιπαντικού και μεταφορά λιπαντικού το ελάχιστο πάχος του φιλμ του λαδιού για κάθε ελατήριο είναι σχεδόν το ίδιο. Έτσι μπορούμε να βγάλουμε ως συμπέρασμα ότι το ελατήριο του λαδιού παίζει πρωταρχικό ρόλο στον καθορισμό του ελάχιστου φιλμ λιπαντικού για κάθε ελατήριο. Το συμπέρασμα αυτό έρχεται σε συμφωνία με το ότι το ελατήριο του λαδιού έχει σχεδιαστεί έτσι ώστε να επιτρέπει μόνο ένα ελάχιστο φιλμ λαδιού να υπάρχει στο διάκενο μεταξύ του τοιχώματος του κυλίνδρου και του προφίλ των ελατηρίων και ότι αυτό είναι το πρώτο πέρασμα για την παροχή λιπαντικού στον κύλινδρο.





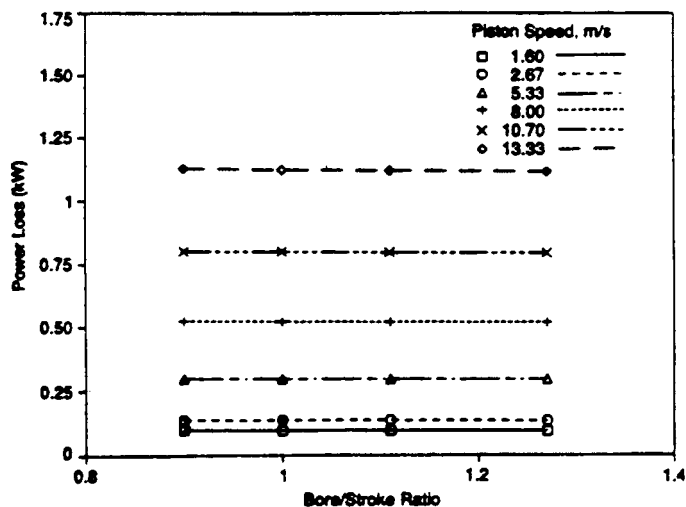
Εικόνα 5.4: Ελάχιστο φιλμ λιπαντικού για κάθε ελατήριο στις 2000 r/min, σε συνθήκες έλλειψης λιπαντικού. [3]

### 5.3. Μελέτη του τρόπου επίδρασης διάφορων παραμέτρων της μηχανής.

Για την μελέτη του τρόπου επίδρασης των σχεδιαστικών παραμέτρων των ελατηρίων οι αλληλεπιδράσεις μεταξύ των ελατηρίων είναι σημαντικές. Γι' αυτόν το λόγο χρησιμοποιήθηκαν συνθήκες έλλειψης λαδιού και μελετήθηκαν η φόρτιση των ελατηρίων, η τραχύτητα των επιφανειών τους και η γεωμετρία των ελατηρίων. Στα αποτελέσματα περιλαμβάνονται δείκτες για την απώλεια ενέργειας, το ποσοστό της μεικτής λίπανσης και η ποσότητα του παραμένου λιπαντικού στο πάνω μέρος του κυλίνδρου.

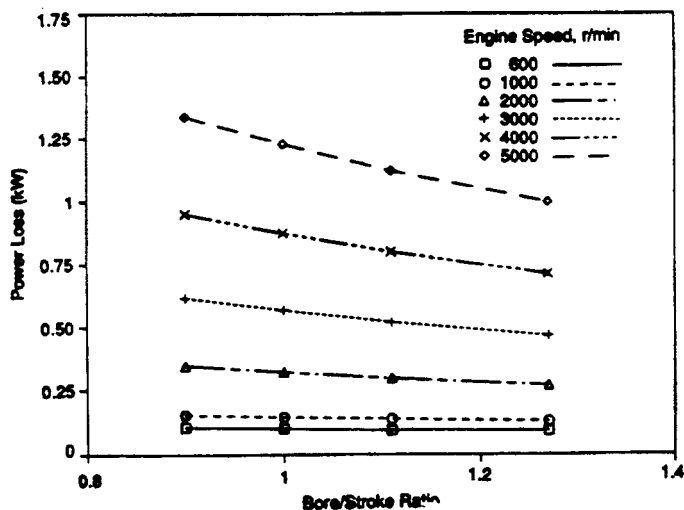
#### 5.3.1. Επίδραση της σχέσης της διαμέτρου προς τη διαδρομή του εμβόλου.

Έχει ερευνηθεί ο τρόπος επίδρασης του λόγου της διαμέτρου προς τη διαδρομή του εμβόλου για μηχανές που έχουν την ίδια ενδεικνύμενη ισχύ για δύο παράγοντες, για δεδομένη ταχύτητα εμβόλου και δεδομένη ταχύτητα μηχανής. Για δεδομένη ταχύτητα εμβόλου η επίδραση του λόγου της διαμέτρου προς τη διαδρομή του εμβόλου έχει μελετηθεί έχοντας σταθερή την διάμετρο του εμβόλου άρα και το εμβαδόν του και μεταβάλλοντας τη διαδρομή του. Για δεδομένη ταχύτητα μηχανής μεταβάλλονται και οι δύο παράγοντες αλλά κρατείται σταθερός ο όγκος εμβολισμού της μηχανής.



Εικόνα 5.5(α): Επίδραση της σχέσης της διαμέτρου με το ύψος του θαλάμου καύσης στην απώλεια ισχύος υπό ορισμένη ταχύτητα εμβόλου. [3]

Στην Εικ.(5.5(α)) παριστάνεται η απώλεια ενέργειας ως συνάρτηση του λόγου της διαμέτρου προς τη διαδρομή του εμβόλου για δεδομένη ταχύτητα του εμβόλου. Έτσι είναι φανερό ότι όσο αυξάνεται η διαδρομή του εμβόλου τόσο αυξάνεται και η τριβή που δημιουργείται. Η αύξηση αυτή της τριβής είναι της τάξεως του ένα έως πέντε στα εκατό.



Εικόνα 5.5(β): Επίδραση της σχέσης της διαμέτρου με τη διαδρομή του εμβόλου στην απώλεια ισχύος υπό ορισμένη ταχύτητα της μηχανής. [3]

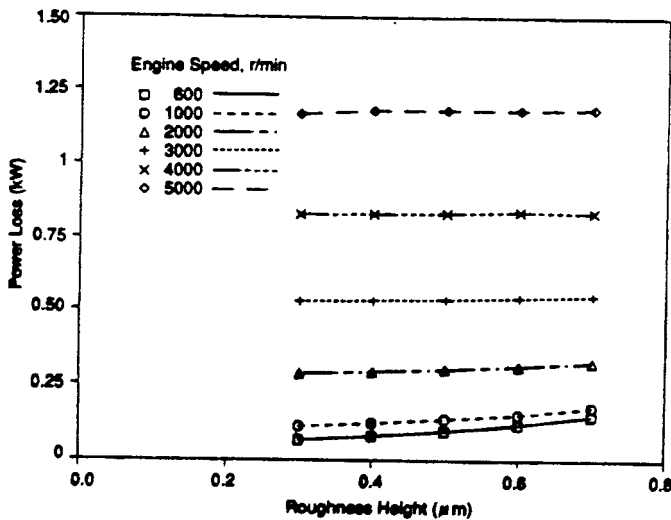
Στην Εικ.(5.5(β)) παριστάνεται η απώλεια ενέργειας ως συνάρτηση του λόγου της διαμέτρου προς τη διαδρομή του εμβόλου για δεδομένη ταχύτητα της μηχανής. Και εδώ είναι φανερό ότι όσο μικρότερος είναι ο λόγος της διαμέτρου προς τη διαδρομή του εμβόλου τόσο αυξάνεται η απώλεια ισχύος.

### 5.3.2. Επίδραση της τραχύτητας.

Η τραχύτητα του σώματος του κυλίνδρου και της επιφάνειας επαφής των ελατηρίων καθορίζει κατά μεγάλο μέρος την ανάπτυξη της υδροδυναμικής λίπανσης και γι' αυτό το λόγο έχει μεγάλη σημασία για την τριβή των ελατηρίων. Το ύψος των ανωμαλιών περιγράφεται από τον παράγοντα ( $R_q$ ). Στην Εικ.(5.6) φαίνεται η απώλεια ισχύος για διαφορετικές τιμές των υψών των ανωμαλιών ( $R_q$ ). Όπως ήταν αναμενόμενο η απώλεια ισχύος είναι μεγαλύτερη για μεγαλύτερες τιμές του ύψους των ανωμαλιών. Όπως φαίνεται και στον Πίν.(5.2) μεγαλύτερο ύψος ανωμαλιών έχει σαν αποτέλεσμα την δημιουργία μεγαλύτερου ποσοστού μικτής λίπανσης, άρα και μεγαλύτερη απώλεια ισχύος.

Ύψος Ανωμαλιών $R_q$ ( $\mu\text{m}$ )	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
Απώλεια Ισχύος (W)	285.6	291.7	300,7	310,9	325.1
Μικτή Λίπανση (%)					
Πρώτο Ελατήριο	1.7	3,8	6,4	8,6	10,7
Δεύτερο Ελατήριο	1.0	3,7	4,7	6,6	8,6
Ελατήριο Λαδιού	2.7	5,2	8,4	10,3	15,8

Πίνακας 5.2: Επίδραση της τραχύτητας των επιφανειών στην απώλεια ενέργειας και το ποσοστό της μικτής λίπανσης. [3]

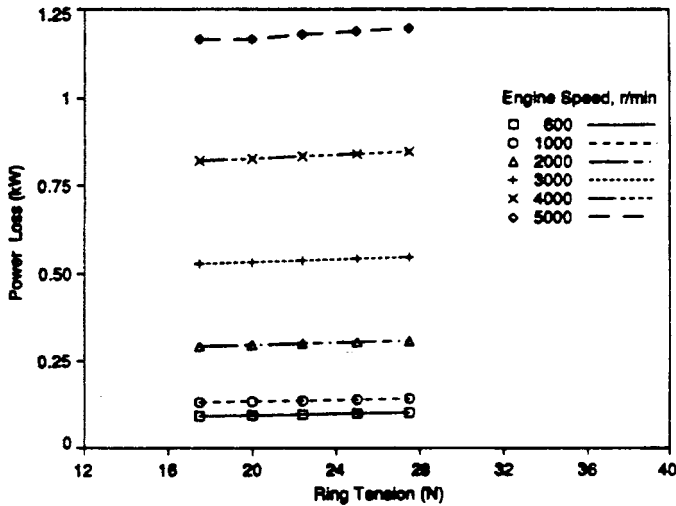


Εικόνα 5.6: Επίδραση της τραχύτητας στην απώλεια ισχύος για ορισμένες ταχύτητες της μηχανής.[3]

### 5.3.3. Επίδραση της ελαστικής δύναμης του ελατηρίου.

Η επίδραση της ελαστικής δύναμης του ελατηρίου μελετήθηκε αλλάζοντας την ελαστική δύναμη του πρώτου ελατηρίου. Στην Εικ.(5.7) φαίνεται ότι η απώλεια ισχύος αυξάνεται όσο αυξάνεται και η ελαστική δύναμη του ελατηρίου. Η αύξηση αυτή είναι της

τάξεως του τρία έως δώδεκα στα εκατό (3-12%) και εξαρτάται από την ταχύτητα της μηχανής. Όσο αυξάνεται η ταχύτητα της μηχανής τόσο λιγότερη είναι η μείωση αυτή. Όπως είναι γνωστό, το ελατήριο του λαδιού παίζει τον πρωταρχικό ρόλο στην ποσότητα του λαδιού που θα υπάρξει στα τοιχώματα του κυλίνδρου και στην κατανάλωσή του. Στον Πίν.(5.3) φαίνεται η απώλεια ισχύος και η ποσότητα του εναπομένουτος λιπαντικού στο πάνω μέρος του κυλίνδρου για κάθε κύκλο της μηχανής, για διαφορετικές τιμές ελαστικής δύναμης του ελατηρίου του λαδιού για σταθερή ταχύτητα της μηχανής (2000 r/min). Έτσι η μείωση της ελαστικής δύναμης του ελατηρίου του λαδιού έχει ως αποτέλεσμα την μείωση της απώλειας της ισχύος και την αύξηση της κατανάλωσης του λιπαντικού.



Εικόνα 5.7: Επίδραση της ελαστικής δύναμης του ελατηρίου στην απώλεια ισχύος για ορισμένες ταχύτητες της μηχανής. [3]

Ελαστική Δύναμη Ελατηρίου Λαδιού (N)	Απώλεια Ισχύος (W)	Λιπαντικό στο πάνω μέρος του κυλίνδρου (mm <sup>3</sup> /sec)
32,0	326,9	0.81
28,0	315,1	0.90
23,7	300,7	1.00
20,0	287,8	1.46
16,0	274,3	1.79

Πίνακας 5.3: Επίδραση της ελαστικής δύναμης του ελατηρίου του λαδιού στην απώλεια ισχύος και στην ποσότητα του εναπομένουτος λιπαντικού στις 2000 στρ/min. [3]

### 5.3.4. Επίδραση της θέσης των υποδοχών των ελατηρίων.

Η θέση των υποδοχών των ελατηρίων του εμβόλου επηρεάζει την συμπίεση που δημιουργεί το έμβολο. Εάν οι αποστάσεις μεταξύ των υποδοχών παραμείνουν οι ίδιες και μετακινηθούν ως σύνολο τότε δεν παρατηρούνται αλλαγές στην απώλεια ισχύος και στην κατανάλωση λαδιού. Εάν υπάρξει αλλαγή των αποστάσεων μεταξύ του πρώτου και του δεύτερου ελατηρίου και μεταξύ του δεύτερου και του ελατηρίου του λαδιού από τις αρχικές τους αποστάσεις τότε παρατηρούνται μεταβολές στις τιμές της απώλειας ισχύος και της κατανάλωσης του λιπαντικού. Στον Πίν.(5.4) φαίνεται η απώλεια ισχύος για διαφορετικές

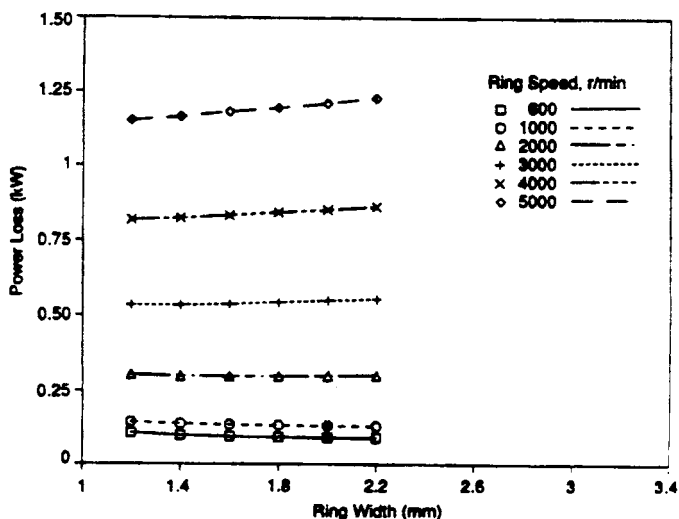
αποστάσεις μεταξύ των υποδοχών για σταθερή ταχύτητα της μηχανής (2000 r/min). Το αποτέλεσμα δείχνει ότι δεν υπάρχει απώλεια ισχύος.

Αλλαγές στις αποστάσεις των υποδοχών των ελατηρίων (mm)	Απώλεια Ισχύος (W)	Λιπαντικό στο πάνω μέρος του κυλίνδρου (mm <sup>3</sup> /sec)
3,00	295.7	0.51
1,50	295.6	0.52
0,00	300.7	1.00
-1,50	295.5	1.36

Πίνακας 5.4: Επίδραση της απόστασης μεταξύ των υποδοχών των ελατηρίων στις 2000 r min. [3]

### 5.3.5. Επίδραση του πλάτους του ελατηρίου.

Στην Εικ.(5.8) φαίνεται η απώλεια της ισχύος σε συνάρτηση του πλάτους του πρώτου ελατηρίου. Στις μικρότερες ταχύτητες της μηχανής η απώλεια ισχύος μειώνεται όσο το πλάτος του ελατηρίου αυξάνεται. Στις μεγαλύτερες ταχύτητες η απώλεια ισχύος αυξάνεται όσο αυξάνεται το πλάτος του ελατηρίου. Το μεγάλο πλάτος του ελατηρίου βοηθάει στην δημιουργία της υδροδυναμικής λίπανσης και στην μεταφορά μεγάλης ποσότητας λιπαντικού. Γι' αυτό τον λόγο μειώνεται το ποσοστό της μεικτής λίπανσης στις χαμηλές ταχύτητες και ακόλουθα μειώνεται και η απώλεια ισχύος. Στον Πίν.(5.5) φαίνεται η σχέση της απώλειας ενέργειας και της κατανάλωσης του λιπαντικού με το πλάτος του ελατηρίου του λαδιού. Έτσι έχουμε μεγαλύτερη κατανάλωση λιπαντικού για μεγαλύτερο πλάτος ελατηρίου.

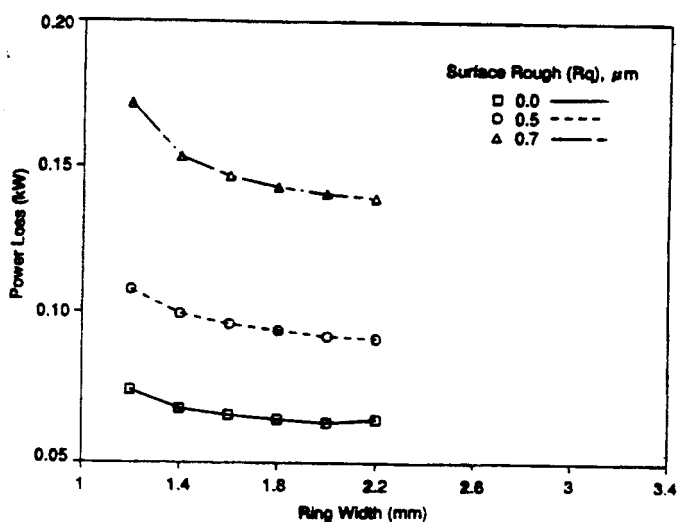


Εικόνα 5.8: Επίδραση του πάχους του ελατηρίου στην απώλεια ισχύος για ορισμένες ταχύτητες της μηχανής. [3]

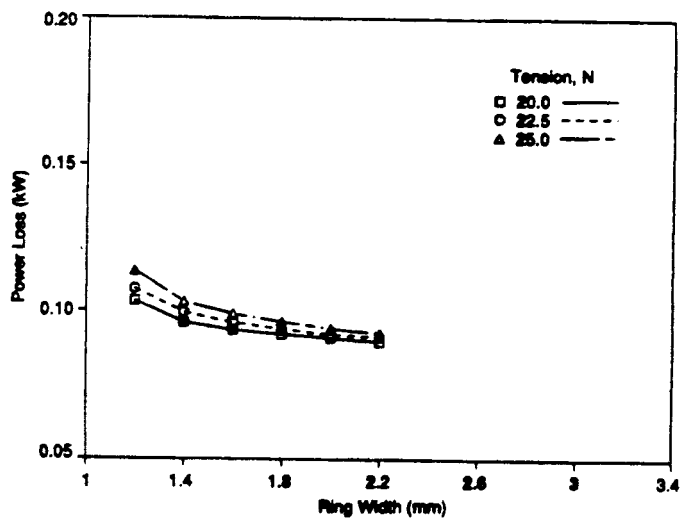
Πλάτος Ελατηρίου Λαδιού (mm)	Απώλεια Ισχύος (W)	Λιπαντικό στο πάνω μέρος του κυλίνδρου (mm <sup>3</sup> /sec)
0,40	318,7	0,32
0,60	300,7	1,00
0,80	299,0	2,07
1,00	304,4	2,45

Πίνακας 5.5: Επίδραση του πάχους του ελατηρίου του λαδιού στην κατανάλωση του λιπαντικού στις 2000 r/min. [3]

Επίσης υπάρχει σχέση του πλάτους του ελατηρίου και άλλων παραμέτρων όπως η επιφανειακή τραχύτητα. Στις Εικ.(5.9(α)) και Εικ.(5.9(β)) φαίνεται η σχέση του πλάτους του ελατηρίου με την απώλεια ισχύος για διαφορετικές τιμές της επιφανειακής τραχύτητας, και της ελαστικής δύναμης του ελατηρίου.



Εικόνα 5.9 (α). Επίδραση του πλάτους του ελατηρίου στην απώλεια ισχύος για διαφορετικές τιμές της επιφανειακής τραχύτητας, στις 2000 r/min.[3]



Εικόνα 5.9 (β). Επίδραση του πλάτους του ελατηρίου στην απώλεια ισχύος για διαφορετική φόρτιση του ελατηρίου στις 2000 r/min. [3]

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

### ΕΠΙΛΥΣΗ ΤΟΥ ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΟΣ ΤΗΣ ΛΙΠΑΝΣΗΣ ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΤΗΣ ΔΥΝΑΜΗΣ ΤΡΙΒΗΣ ΤΩΝ ΕΛΑΤΗΡΙΩΝ ΤΩΝ ΕΜΒΟΛΩΝ.

#### Κυρίαρχες εξισώσεις και οριακές συνθήκες.

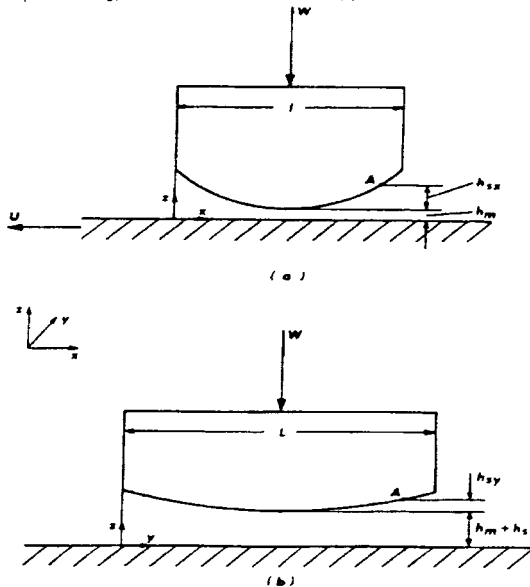
Λόγω του ότι το φιλμ λαδιού είναι πολύ λεπτό σε σχέση με την εσωτερική διάμετρο η λίπανση ενός ελατηρίου εμβόλου μπορεί να προσομοιωθεί με την λίπανση ενός ολισθαίνοντος τμήματος το οποίο κινείται πάνω σε μια επίπεδη επιφάνεια στην οποία υπάρχει ένα φιλμ λαδιού. Αυτή η κατάσταση είναι ισοδύναμη με αυτή ενός σταθερού τμήματος και μιας κινούμενης επίπεδης επιφάνειας. Η τομή(1) είναι εγκάρσια τομή στον  $x - y$  άξονα από το σημείο A και η τομή(2) είναι τομή στον  $y - z$  άξονα στο ίδιο σημείο. Το πάχος του φιλμ του λαδιού στο σημείο A θα είναι:

$$h_o = h_m + h_{sx} + h_{sy} \quad (6.1)$$

$h_{sx}$  και  $h_{sy}$  το πρόσθετο πάχος του φιλμ λόγω καμπυλότητας στον άξονα  $x - y$  και  $y - z$  αντίστοιχα η σχετική ταχύτητα των δύο U και W είναι το φορτίο το οποίο δημιουργείται από την πίεση του φιλμ λαδιού.

Όταν το φιλμ λαδιού έχει τόσο πάχος ώστε να μην υπάρχει επαφή των επιφανειών η λίπανση είναι υδροδυναμική. Όταν το φιλμ λαδιού δεν είναι αρκετά παχύ τότε υπάρχει επαφή των επιφανειών (επαφή των ανωμαλιών των δύο επιφανειών) και η λίπανση είναι μικτή γιατί ένα μέρος του φορτίου μεταφέρεται από το φιλμ λαδιού και ένα μέρος από την τραχύτητα των επιφανειών.

Το πάχος του φιλμ λαδιού  $h_{oh}$  όταν υπάρχει υδροδυναμική λίπανση δεν μπορεί να καθορισθεί ακριβώς. Εξαρτάται είτε από την τοπογραφία των επιφανειών είτε το ύψος των ανωμαλιών (τραχύτητα επιφάνειας) και είναι καταγεγραμμένο στον Πίνακα 6.1.



Εικόνα 6.1: Τομές ολισθαίνοντος τριβέα σε δύο διευθύνσεις, σε λεία επιφάνεια. Παρουσιάζει όμοια συμπεριφορά με την λειτουργία ενός ελατηρίου εμβόλου. [4]

Περιγραφή Παραμέτρων	Σύμβολο	Τιμή
Καμπυλότητα	$\beta$	
(a) ελατήριο		500
(b) έμβολο		2000
<b>Ασυμμετρία των Προφίλ</b>	$\lambda_e$	
(a) πρώτο ελατήριο		0.4
(b) δεύτερο ελατήριο		0.2
(c) ελατήριο λαδιού		0.5
(d) έμβολο		0.4
<b>Ελάχιστο Πάχος Υδροδυναμικής Λίπανσης</b>	$h_{oh}$	
(a) όλα τα ελατήρια		1,25 $\mu$
(b) έμβολο		4,0 $\mu$
<b>Συντελεστής Τριβής για <math>h = h_{oh}</math></b>	$f_{oh}$	
(a) πρώτο ελατήριο		0,005
(b) δεύτερο ελατήριο		0,010
(c) ελατήριο λαδιού		0,020
(d) έμβολο		0,002
<b>Συντελεστής Τριβής για Μηδενικό Πάχος Λαδιού</b>	C	$\frac{Nm}{3000 \frac{m}{rad}}$
<b>Διάκενο Σώματος Εμβόλου</b>	c	8 $\mu$
<b>Έλλειψη Λαδιού κατά την Κίνηση προς το ΑΝΣ</b>	$\lambda_{st}$	
(a) πρώτο ελατήριο		0.2
(b) δεύτερο ελατήριο		0.5
(c) όλα τα άλλα		0.0

Πίνακας 6.1: Τιμές των παραμέτρων που χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς του FEM οι οποίες λήφθηκαν από το Miltisios 1988. [4]

Η δύναμη τριβής του ελατηρίου εμβόλου εξαρτάται από τι είδος της λίπανσης που παρουσιάζεται κατά την διάρκεια της λειτουργίας της μηχανής. Στην υδροδυναμική λίπανση η δύναμη τριβής δημιουργείται από την διάτμηση του φιλμ λαδιού και την πίεση λαδιού που αναπτύσσεται στο φιλμ.

Στην μικτή λίπανση η δύναμη τριβής δημιουργείται κατά ένα μέρος από τους δύο ίδιους παράγοντες της υδροδυναμικής λίπανσης και κατά ένα μέρος από την διάτμηση των ανωμαλιών στην επαφή μεταξύ των επιφανειών γιατί το φιλμ λαδιού δεν είναι αρκετά παχύ να τις κρατήσει ξεχωριστά.

Οι κυρίαρχες εξισώσεις για την λίπανση του ελατηρίου είναι:  
 Η εξίσωση του Reynolds,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = -6U \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (6.2)$$

και η εξίσωση φορτίου



$$W = \int_0^l \int_0^L p dx dy \quad (6.3)$$

Αν το  $h$  από την Εξ.(6.1) αντικατασταθεί στην Εξ.(6.2) προκύπτει το σύστημα των εξισώσεων (6.2) και (6.3) με δύο αγνώστους το  $p$  και  $h_m$ . Οι οριακές συνθήκες στον άξονα  $x$  είναι:

$$x=0, \quad p=p_1(t)$$

$$x=l, \quad p=p_2(t)$$

όπου  $p_1$  είναι η πίεση αερίου στο αρχικό άκρο (πάνω πλευρική όψη) και  $p_2$  στο  $l$ , κάτω πλευρικό άκρο του ελατηρίου.

Οι οριακές συνθήκες στον άξονα  $y$  συναντούνται στο άνοιγμα του ελατηρίου επειδή το άνοιγμα αυτό είναι πολύ μικρό μπορεί λογικά να υποθεθεί ότι δεν υπάρχει ροή υγρού κατά μήκος αυτών των ορίων και από εκεί και πέρα.

$$y=0, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0$$

$$y=L, \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0$$

Οι αρχικές συνθήκες είναι:

$$h_m(t) = h_m(t+T)$$

$$p(t) = p(t+T)$$

όπου  $T$  είναι η περίοδος λειτουργίας της μηχανής. Η περίοδος  $T$  είναι ο κύκλος της μηχανής. Για μια τετράχρονη μηχανή η περίοδος είναι  $720^\circ$  (γωνίας) στροφάλου (δύο στροφές) ή σε μονάδες χρόνου

$$T = \frac{120}{N} s \quad (6.4)$$

όπου  $N$  οι στροφές σε rpm.

Αφού λυθεί το σύστημα η πίεση  $p$  και το πάχος του φιλμ λαδιού  $h$  είναι καθορισμένα. Αν το ελάχιστο πάχος του φιλμ του λαδιού είναι μεγαλύτερο από το ελάχιστο πάχος φιλμ για υδροδυναμική λίπανση,  $h_{oh}$ , τότε η λίπανση είναι πράγματι υδροδυναμική. Σε αυτή την περίπτωση η δύναμη τριβής για κάθε μονάδα επιφάνειας στο τοίχωμα του κυλίνδρου είναι:

$$f_x = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu U}{h} \quad (6.5)$$

και η συνολική δύναμη τριβής στην κατεύθυνση του άξονα x (χωρίς κίνηση στον άξονα y) είναι

$$F = \int_0^l \int_0^l \left( -\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu U}{h} \right) dx dy \quad (6.6)$$

όπου l και L είναι διαστάσεις του ολισθαίνοντος τμήματος.

Η αδιάστατη εξίσωση Reynolds είναι:

$$\lambda_x \frac{\partial}{\partial x^*} \left( \frac{h^{*3}}{\mu} \frac{\partial p^*}{\partial x} \right) + \frac{\lambda_y^2}{\lambda_x} \frac{\partial}{\partial y^*} \left( \frac{h^{*3}}{\mu} \frac{\partial p^*}{\partial y^*} \right) = -6U \frac{\partial h^*}{\partial x^*} + 12 \frac{l}{T} \frac{\partial h^*}{\partial t^*} \quad (6.7)$$

όπου:

$$t^* = \frac{t}{T}$$

$$y^* = \frac{y}{L}$$

$$h^* = \frac{h}{h_0}$$

$$p^* = \frac{p}{p_0}$$

$$x^* = \frac{x}{l}$$

και

$$\lambda_x = \frac{h_0^2 p_0}{l} \quad \lambda_y = \frac{h_0^2 p_0}{L}$$

Η αδιάστατη εξίσωση του φορτίου :

$$\frac{W}{p_0 l L} = \int_0^1 \int_0^1 p dx dy \quad (6.8)$$

και αδιάστατη εξίσωση για την δύναμη τριβής είναι:

$$\frac{F}{L} = \int_0^1 \int_0^1 \left( \frac{1}{\lambda_x} \frac{\mu U}{h} - \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dx dy \quad (6.9)$$

όπου  $F/L$  είναι η δύναμη τριβής για κάθε μονάδα του μήκους της περιφέρειας του ελατηρίου.

### Μέθοδος πεπερασμένων στοιχείων.

Η προσέγγιση του Galerkin με ένα τετράπλευρο, γραμμικά στοιχεία χρησιμοποιούνται και η άγνωστη πίεση επεκτείνεται από:

$$p(t) = \sum_{j=1}^N p_j(t) \Phi^j(\xi, \eta) \quad (6.10)$$

όπου  $p_j(t)$  είναι η τιμή της πίεσης στο  $j$  και ο χρόνος  $t$  που είναι άγνωστος, και  $\Phi^j(\xi, \eta)$  είναι δυδιάστατο πεπερασμένο στοιχείο και βάση λειτουργίας που είναι άγνωστη. Η ισοπαραμετρική σχεδίαση :

$$x = \sum_{j=1}^4 x_j \Phi^j(\xi, \eta)$$

$$y = \sum_{j=1}^4 y_j \Phi^j(\xi, \eta)$$

χρησιμοποιείται για να εκτιμηθούν οι παράγωγοι

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \sum_{j=1}^N p_j \frac{\partial \Phi^j}{\partial y} \quad (6.11)$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \sum_{j=1}^N p_j \frac{\partial \Phi^j}{\partial x} \quad (6.12)$$

όπως αναφέρθηκε νωρίτερα το πάχος του φιλμ λαδιού είναι:

$$h = h_m + h_{sx} + h_{sy}$$

το οποίο δίνει:

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\partial h_m}{\partial x} + \frac{\partial h_{sx}}{\partial x} + \frac{\partial h_{sy}}{\partial x}$$

και

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\partial h_m}{\partial t} + \frac{\partial h_{sx}}{\partial t} + \frac{\partial h_{sy}}{\partial t}$$

όπου το  $h_m$  είναι ανεξάρτητο από το  $x$  και γι' αυτό:

$$\frac{\partial h_m}{\partial x} = 0$$

Το προφίλ στον άξονα  $y$  είναι ανεξάρτητο από το  $x$  οπότε:

$$\frac{\partial h_{sy}}{\partial x} = 0$$

και

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{\partial h_{sx}}{\partial x}$$

Επίσης, αν το ελατήριο και το τοίχωμα του κυλίνδρου ληφθούν ως εξαρτώμενα σώματα (χωρίς να υπάρχει ελαστική παραμόρφωση κατά την διάρκεια του κύκλου), τότε η  $h_{sy}$  είναι ανεξάρτητη του χρόνου και άρα:

$$\frac{\partial h_{sy}}{\partial t} = 0$$

και

$$\frac{\partial h_{sx}}{\partial t} = 0$$

το οποίο δίνει

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\partial h_m}{\partial t}$$

Τελικά η εξίσωση του Reynolds (7) γίνεται:

$$\lambda_x \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\lambda_y^2}{\lambda_x} \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = -6U \frac{\partial h_{sx}}{\partial x} + 12 \frac{l}{T} \frac{\partial h_m}{\partial t} \quad (6.13)$$

όπου:

$$h = h_m + h_{sx} + h_{sy} \quad (6.14)$$

οι  $h_{sx}$  και  $\partial h_{sx} / \partial x$  φαίνονται στην Εικ.(6.1) και υπολογίζονται για κυκλικό προφίλ από:

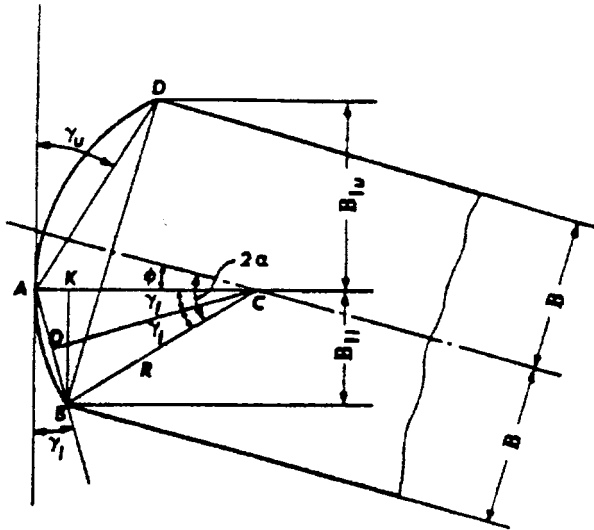
$$h_{xx} = \frac{1}{h_o} \left( R - \left[ R^2 - (1 - B_{II} - x)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right) \quad (6.15)$$

και

$$\frac{\partial h_{sx}}{\partial x} = - \frac{l}{h_o} \frac{(1 - B_{II} - x)}{\left[ R^2 - (1 - B_{II} - x)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (6.16)$$

όπου R είναι η ακτίνα του προφίλ του ελατηρίου και  $B_{II} = R \sin 2\gamma_e$  όπου  $\gamma_e$  είναι μία χαρακτηριστική γωνία του κατώτερου μέρους του επικλίμενου προφίλ του ελατηρίου, όπως φαίνεται στην Εικ.(6.2). Η  $h_{sy}$  υπολογίζεται στην εργασία Miltios 1987 για το σώμα της ελλειπτικής εγκάρσιας τομής και τέλειου κυκλικού ελατηρίου ως:

$$h_{sy} = \frac{L D_c}{h_o} \frac{1}{2} \left( \left[ 1 - (1 - \lambda^2) \cos^2 \left( \frac{2y}{D_c} - \theta_o \right) \right]^{\frac{1}{2}} - 1 \right) \quad (6.17)$$



Εικόνα 6.2: Λεπτομέρεια ενός συμμετρικού προφίλ ελατηρίου υπό γωνία  $\phi$ . [4]

όπου  $D_c$  είναι η διάμετρος του κυλίνδρου,  $\lambda$  ο λόγος της έλλειψης του κυλίνδρου και  $\theta_c$  η γωνία του μεγάλου άξονα της έλλειψης του εμβόλου μαζί με το κενό του εμβόλου. Οι υπολογισμοί δίνονται λεπτομερέστερα στο Miltisios 1987.

Αναλύοντας την μέθοδο του Galerkin :

$$R' = \int_0^1 \left( \lambda_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \Phi' dy + \frac{\lambda_y^2}{\lambda_x} \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \Phi' dx \right) - \int_0^1 \int_0^1 \left( \lambda_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{\partial \Phi'}{\partial x} + \frac{\lambda_y^2}{\lambda_x} \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \frac{\partial \Phi'}{\partial y} - 6U \frac{\partial h_{cx}}{\partial x} \Phi' + 12 \frac{l}{T} \frac{\partial h_m}{\partial t} \Phi' \right) dx dy \quad (6.18)$$

Για οριακές συνθήκες ισχύει: AB (y=0) CD (y=1)

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (6.19)$$

$$B.T. = \int_0^1 \lambda_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \Phi' dy \Big|_{x=1} + \int_0^0 \lambda_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \Phi' dy \Big|_{x=0} = \int_0^1 \lambda_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \Phi' dy \Big|_{x=1} - \int_0^0 \lambda_x \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \Phi' dy \Big|_{x=0} \quad (6.20)$$

Οριακά όταν  $x=0$  και  $x=1$  τότε:

$$p = p_1 \quad \text{και} \quad p = p_2 \quad (6.21)$$

$$\frac{\partial h_m}{\partial t} = \frac{h_m - h_m^0}{\Delta t} \quad (6.22)$$

### Δύναμη τριβής και κέντρο πίεσης.

Μετά το λύσιμο του συστήματος το υπόλοιπο για  $p_j$  και  $h_m$ , η δύναμη τριβής μπορεί να υπολογιστεί από την Εξ.(6.9). Αντικαθιστώντας τα  $h$  και  $\theta_r/\theta_c$  από τις Εξ.(6.14) και Εξ.(6.11) αντιστοίχως η Εξ.(6.9) γίνεται Εξ.(6.23).

$$\frac{F}{L} = \int_0^1 \int_0^1 \left\{ \frac{1}{\lambda_x (h_m + h_{sx} + h_{sy})} - \frac{(h_m + h_{sx} + h_{sy})}{2} \left( \sum_{j=1}^N p_j \frac{\partial \Phi'}{\partial x} \right) \right\} dx dy \quad (6.23)$$

Στο μέρος που έχει απόκλιση του κινούμενου ελατηρίου υπάρχει ένας σχηματισμός απόκλισης ενός άγνωστου μεγέθους. Η πίεση εκεί είναι σταθερή και ίση μ' αυτή της οριακής και γι' αυτό η πίεση είναι μηδέν, οπότε είναι το δεύτερο όριο της Εξ.(6.23), η οποία δίνει την δύναμη τριβής σε σχέση με την πίεση βαθμολόγησης. Ο πρώτος όρος της Εξ.(6.23) ο οποίος δίνει την δύναμη τριβής σε σχέση με τη διάτμηση του ρευστού δεν είναι μηδέν γιατί οι φυσαλίδες στις κοιλότητες δεν δημιουργούν κάποια ασυνέχεια. Η δύναμη τριβής σε σχέση με το κόψιμο του αερίου στις κοιλότητες λαμβάνεται ως 10% του corresponding στο πλήρες φιλμ λαδιού σε σειρά για λογαριασμό για ένα μειωμένο ιξώδες. Δεν υπάρχει τρόπος να εκτιμήσουμε αυτή την υπόθεση, αλλά σε σχέση της συνολικής δύναμης είναι μικρότερη. Το κέντρο πίεσης του φιλμ λαδιού δίνεται από:

$$Y = \frac{\int_0^1 \int_0^1 x p dx dy}{\int_0^1 \int_0^1 p dx dy} \quad (6.24)$$

### Τριβή για μικτή λίπανση.

Η δύναμη τριβής σε ένα ελατήριο εμβόλου εξαρτάται κατά ένα μέρος από το είδος της λίπανσης κατά την διάρκεια της λειτουργίας της μηχανής. Αν το πάχος του φιλμ λαδιού  $h$  είναι μεγαλύτερο από το κρίσιμο  $h_{oh}$ , η λίπανση είναι υδροδυναμική. Αν είναι μικρότερο από το κρίσιμο η λίπανση είναι μικτή. Στην υδροδυναμική λίπανση η δύναμη της τριβής δημιουργείται από τη διάτμηση και την πίεση λαδιού που επικρατεί στο φ.μ. Στην μικτή λίπανση η δύναμη τριβής δημιουργείται κατά ένα μέρος από αυτούς τους δύο παράγοντες και κατά ένα άλλο μέρος από τη διάτμηση των ανωμαλιών, οι οποίες τώρα είναι σε επαφή μεταξύ τους.

Για την μικτή λίπανση, η δύναμη τριβής δεν μπορεί να υπολογιστεί με απλή επίλυση της εξίσωσης Reynolds. Σε αυτή την περίπτωση θεωρείται ότι η δύναμη τριβής δίνεται από την εξίσωση

$$F = fW \quad (6.25)$$

όπου  $W$  είναι το φορτίο στο ελατήριο και  $f$  είναι ο συντελεστής τριβής που έχει υπολογιστεί στο Miltsios 1987 ως συνάρτηση του πάχους του φιλμ λαδιού και της τραχύτητας των δύο επιφανειών σε επαφή. Οι τιμές των λύσεων της  $f$  εμφανίζονται στον Πίνακα (6.1)

Αν η  $F_i$  είναι η δύναμη τριβής στο ένα στοιχείο της περιοχής τότε η συνολική είναι:

$$F = \sum_{i=1}^E F_i \quad (6.26)$$

Όπου E είναι ο αριθμός των διαστάτων στοιχείων  $F_i$ .

$$f_k(\xi_k, \eta_k) = fP(\xi_k, \eta_k) \quad (6.27)$$

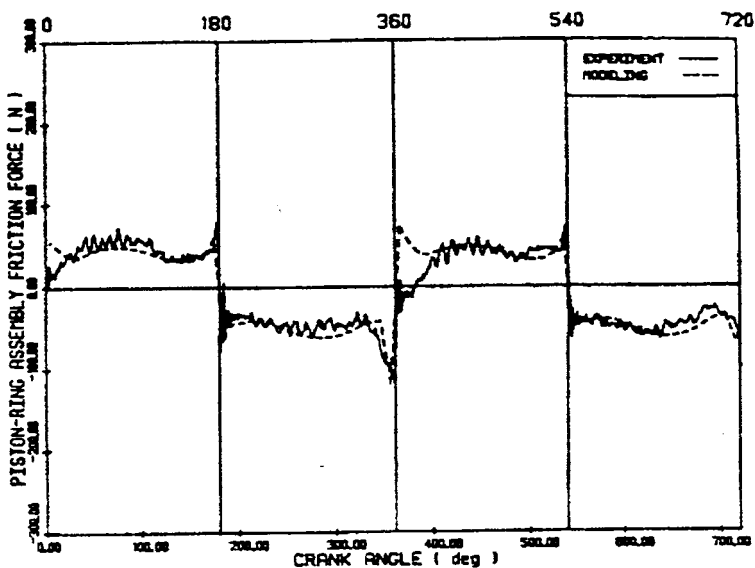
όπου f είναι ο συντελεστής τριβής στο σημείο Gauss κ και P  $(\xi_k, \eta_k)$  είναι η πίεση φιλμ λαδιού στο ίδιο σημείο Gauss. Η δύναμη τριβής  $F_i$  στο στοιχείο i είναι:

$$F_i = \sum_{k=1}^9 w_k f_k(\xi_k, \eta_k) \quad (6.28)$$

όπου  $w_k$  είναι συντελεστής βαρύτητας του Gauss - Legendre τετραγωνισμού.

### Αποτελέσματα.

Σ' αυτή την ενότητα τα αποτελέσματα του FEM για το σύνολο τριών ελατηρίων εμβόλου παρουσιάζονται για την δύναμη τριβής και το πάχος του φιλμ λαδιού. Οι υπολογισμοί έγιναν για κάθε 10 μοίρες της γωνίας στροφάλου και τα αποτελέσματα σχεδιάστηκαν σε σχέση με τη γωνία στροφάλου για όλο τον κύκλο της μηχανής. Σ' αυτό τον σχεδιασμό 0° γωνία στροφάλου αντιστοιχεί στην αρχή του κύκλου της εισαγωγής. Η ανάλυση υπολογίστηκε για μία τετράχρονη μηχανή otto 1,8 lit αυτοκινήτου. Υπολογισμοί έχουν γίνει για συνθήκες λειτουργίας μόνο. Αυτό αποφεύγει την πολυπλοκότητα της μέτρησης και τον υπολογισμό των παραμέτρων που είναι πολύ πιο δύσκολο να καθοριστούν υπό συνθήκες καύσης. Αυτό μπορεί να μειονεκτεί στην γενικότητα των αποτελεσμάτων, αλλά τέλος πάντων υπό συνθήκες καύσης τα αποτελέσματα τριβών φαίνονται συμβατά με τα αποτελέσματα όταν τα δούμε σε σχέση της γωνίας στροφάλου.



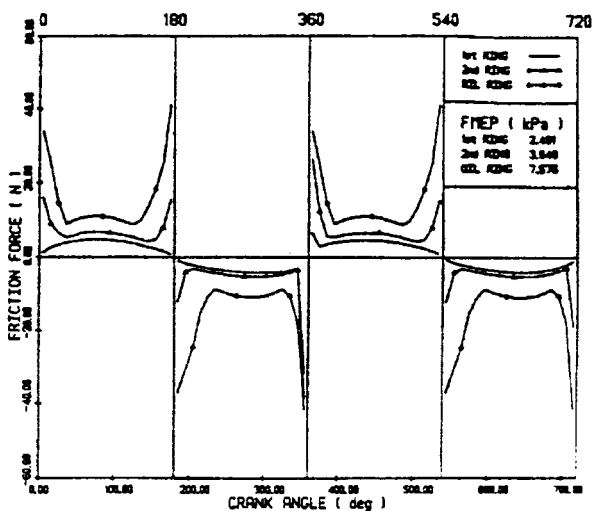
Εικόνα 6.3: Υπολογισμένη δύναμη τριβής στα ελατήρια για λιπαντικό SAE 50. [4]



### Καθορισμός της τιμής ορισμένων παραμέτρων.

Για να λύσουμε το πρόβλημα της λίπανσης του ελατηρίου μερικοί παράμετροι πρέπει να καθοριστούν της αναφέρθηκε νωρίτερα. Της από αυτές μπορούν να μετρηθούν αλλά της πρέπει να υπολογιστούν βάσει της απλού γεωμετρικού επιχειρήματος της στο Miltios 1987. Οι τιμές αυτών των αποτελεσμάτων συνοψίζονται στον Πίνακα(6.1). Τα αποτελέσματα φαίνονται στη Εικ.(6.3) Στην ίδια φιγούρα φαίνονται της και τα πειραματικά αποτελέσματα. Τα πειραματικά πάρθηκαν από νοήματα που προήλθαν από εργαλεία και software της IMEP μεθόδου (Patterson). Οι συνθήκες του πειράματος ήταν ταχύτητα μηχανής 1.100 rpm motoring απόλυτη πίεση εισαγωγής 19 inHg θερμοκρασία νερού και λαδιού 93° C και ιξώδες λαδιού 19.8 cSt το οποίο αντιστοιχεί σε λιπαντικό SAE 50.

Οι συνθήκες λήφθηκαν με την ίδια ταχύτητα θερμοκρασία, ιξώδες και πίεση αερίου μετρήθηκαν σε κύλινδρο κατά τη διάρκεια του πειράματος. Η δύναμη τριβής και το πάχος του φιλμ λαδιού στο σύστημα των ελατηρίων λυπαινόμενα από λιπαντικό SAE 50, σχεδιάζοντας στην Εικ.(6.4) και Εικ.(6.5) αντιστοίχως.



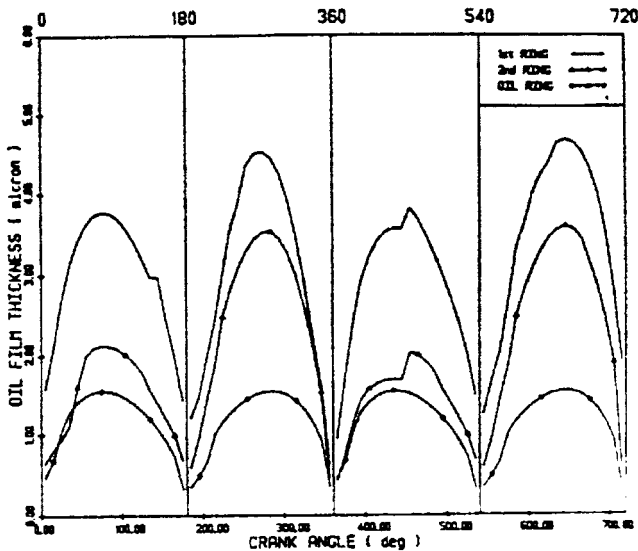
Εικόνα 6.4: Πειραματική δύναμη τριβής και θεωρητική για μικτή λίπανση. [4]

Είναι τεκμηριωμένο από την Εικ.(6.3) ότι για το μεγαλύτερο μέρος του κύκλου η τριβή είναι υδροδυναμική και μόνο κοντά στο ANΣ και στο KNΣ η τριβή είναι μικτή. Η υδροδυναμική λίπανση υπάρχει όπου η τριβή αυξάνεται με την ταχύτητα του εμβόλου και η μικτή λίπανση μειώνεται με την ταχύτητα του εμβόλου. Γι' αυτό το λόγο αν η ταχύτητα της μηχανής είναι μεγάλη το υδροδυναμικό μέρος είναι μεγαλύτερο, ενώ αντιθέτως το μικτό μέρος είναι μεγαλύτερο.

Στην Εικ.(6.3) τα πειραματικά αποτελέσματα συμφωνούν με τα αποτελέσματα που προήλθαν από την μελέτη του μοντέλου. Μόνο σε μία περιοχή περίπου 30° μετά το ANΣ και κατά τον χρόνο της εισαγωγής και κατά τον χρόνο της εκτόνωσης η πειραματική μέθοδος δεν δίνει ακριβείς αποτελέσματα.

### Δύναμη τριβής και πάχος φιλμ λαδιού των ελατηρίων.

Στην Εικ.(6.4) φαίνεται ότι η δύναμη τριβής είναι διαφορετική για κάθε ελατήριο. Στο πρώτο ελατήριο η τριβή είναι υδροδυναμική σχεδόν παντού, αλλά η τριβή του ελατηρίου του λαδιού είναι μισή υδροδυναμική και μισή μικτή. Η τριβή στο δεύτερο ελατήριο είναι ανάμεσα στα δύο. Αυτό μπορεί να εξηγηθεί εξετάζοντας το πάχος του φιλμ του λαδιού για τα τρία ελατήρια στην Εικ.(6.5). Το πάχος του φιλμ του λαδιού στο πρώτο ελατήριο είναι μεγαλύτερο από το πάχος του φιλμ του ελατηρίου του λαδιού και από το κρίσιμο πάχος του φιλμ κάτω από το οποίο υπάρχει η μικτή λίπανση. Έτσι η τριβή του πρώτου ελατηρίου είναι κυριότερα υδροδυναμική. Το πάχος του φιλμ λαδιού του ελατηρίου λαδιού είναι πολύ μικρότερο απ' ό τι αυτό του πρώτου ελατηρίου και σχεδόν για τον μισό κύκλο μικρότερο από το κρίσιμο πάχος φιλμ λαδιού. Άρα υπάρχει μικτή λίπανση και οπότε μικτή τριβή. Το πάχος του φιλμ λαδιού του δευτέρου ελατηρίου είναι μεταξύ του πάχους του φιλμ λαδιού των άλλων δύο ελατηρίων και γι' αυτό τον λόγο η τριβή του είναι κάπου ανάμεσα στην τριβή των άλλων δύο.



Εικόνα 6.3: Υπολογισμένο πάχος φιλμ λιπαντικού για λιπαντικό SAE 50. [4]

Το πάχος του φιλμ λαδιού του πρώτου ελατηρίου είναι μεγαλύτερο γιατί η τάση του είναι μικρότερη σε σχέση με τα άλλα ελατήρια (βλ. στον πίνακα για τα χαρακτηριστικά των ελατηρίων). Επίσης το πλάτος του ελατηρίου του λαδιού είναι το μικρότερο. Αυτό σε συνδυασμό με την μεγαλύτερη τάση του ελατηρίου, κάνουν την φόρτιση στο ελατήριο του λαδιού (ανά μονάδα εμβαδού) την μεγαλύτερη. Το αποτέλεσμα είναι μικρότερο πάχος φιλμ λαδιού και περισσότερη μικτή λίπανση και τριβή.

Στην Εικ.(6.5) μπορούν να γίνουν και μερικές άλλες παρατηρήσεις. Πρώτα απ' όλα υπάρχει ένα «άλμα» κατά την φάση της εκτόνωσης για το πρώτο και το δεύτερο ελατήριο. Ο λόγος γι' αυτό το φαινόμενο δεν είναι ξεκάθαρος: σε αυτό το σημείο του κύκλου λειτουργίας η πίεση των αερίων υπεράνω των ελατηρίων γίνεται ίση με την πίεση κάτω από τα ελατήρια

(Miltios 1987) και λόγω του ότι η δύναμη τριβής είναι με φορά προς τα επάνω, το πιο πιθανό είναι το ελατήριο να μετακινείται από το κάτω μέρος του αυλακιού του ελατηρίου στο πάνω μέρος του δημιουργώντας έτσι μία ξαφνική αλλαγή στο πάχος του φιλμ του λαδιού. Αυτή η εξήγηση συμβαδίζει και με την απότομη αλλαγή της γωνίας της κλίσης του εμβόλου στην ίδια περιοχή και σε σχέση με την συνδυασμένη δράση της πίεσης, της αδρανείας και των δυνάμεων των τριβών.

Άλλη μία παρατήρηση στην Εικ.(6.6) είναι ότι υπάρχει κάποια συμμετρία στο πάχος του φιλμ του λαδιού του ελατηρίου του λαδιού μεταξύ των χρόνων που το έμβολο κινείται με φορά προς τα πάνω (συμπίεση και εξαγωγή) και μεταξύ των χρόνων που το έμβολο κινείται με φορά προς τα κάτω (εισαγωγή και εκτόνωση). Ο λόγος για αυτό το φαινόμενο είναι το συμμετρικό προφίλ του ελατηρίου. Αυτή η συμμετρία δεν υπάρχει στα άλλα δύο ελατήρια λόγω των ειδικών διαμορφώσεων που έχουν τα προφίλ τους. Κατά την διάρκεια της κίνησης προς το ΑΝΣ το μέρος του ελατηρίου που συμβάλει στην τριβή είναι μεγαλύτερο. Αυτό δημιουργεί μεγαλύτερη υδροδυναμική πίεση μεταξύ του ελατηρίου και του τοιχώματος του κυλίνδρου η οποία κρατάει το ελατήριο σε μεγαλύτερη απόσταση από το τοίχωμα του κυλίνδρου και γι' αυτό το πάχος του φιλμ του λαδιού είναι μεγαλύτερο. Η διαφορά του πάχους του φιλμ του λαδιού μεταξύ των δύο χρόνων του δεύτερου ελατηρίου είναι μεγαλύτερη από αυτή του πρώτου ελατηρίου γιατί η διαμόρφωση που έχει στο προφίλ του το δεύτερο ελατήριο είναι μεγαλύτερη. Η δύναμη της τριβής είναι μεγαλύτερη για τους χρόνους όπου το φιλμ του λαδιού είναι μικρότερο. Αυτό συνιστά το ότι το μέρος της δύναμης της τριβής που οφείλεται σε έλλειψη λαδιού έχει μεγαλύτερη σημασία και γι' αυτό το μικρότερο πάχος φιλμ λαδιού δημιουργεί μεγαλύτερη δύναμη τριβής σύμφωνα με την Εξ.(6.6). Το ελατήριο με το μικρότερο πάχος φιλμ λαδιού έχει την μεγαλύτερη δύναμη τριβής (ελατήριο) λαδιού και το ελατήριο με το μεγαλύτερο πάχος φιλμ λαδιού έχει την μικρότερη δύναμη τριβής (πρώτο ελατήριο).

Μετρήσεις της δύναμης της τριβής γενικότερα δείχνουν ότι η τριβή αρχίζει πρώτα στα νεκρά σημεία. Καμία από τις μετρήσεις δεν είναι αρκετά ακριβής για να μας δώσει μικρές λεπτομέρειες της δύναμης της τριβής κοντά στα νεκρά σημεία. Τα αποτελέσματα όμως αυτά υποδηλώνουν κάποιο βαθμό συμμετρίας κοντά στα νεκρά σημεία με τα πειραματικά αποτελέσματα.

### **Συμπεράσματα.**

Λαμβάνονται τα παρακάτω συμπεράσματα:

1. Για το μεγαλύτερο μέρος του κύκλου, για λιπαντικό SAE 50, η συνολική τριβή των ελατηρίων είναι υδροδυναμική και μόνο κοντά στο ΑΝΣ και στο ΚΝΣ η τριβή είναι μικτή.
2. Η δύναμη της τριβής είναι διαφορετική για κάθε ελατήριο. Για το λιπαντικό SAE 50 στο πρώτο ελατήριο επικρατεί υδροδυναμική λίπανση σχεδόν παντού κατά την διάρκεια του κύκλου αλλά η τριβή για το ελατήριο αυτό είναι μισή υδροδυναμική και μισή μικτή. Για το δεύτερο ελατήριο η κατάσταση είναι η κάπου στο ενδιάμεσο. Γενικότερα η τριβή των ελατηρίων του εμβόλου μπορεί να είναι κυρίως υδροδυναμική ή μικτή και εξαρτάται από τις συνθήκες λειτουργίας και άλλες παραμέτρους της μηχανής και της σχεδίασης του ελατηρίου.
3. Υπό κανονικές συνθήκες λειτουργίας το πάχος του φιλμ λαδιού του πρώτου ελατηρίου είναι το μεγαλύτερο και του ελατηρίου του λαδιού το μικρότερο. Το πάχος του φιλμ λαδιού του δεύτερου ελατηρίου είναι μεταξύ αυτών των δύο.
4. Η δύναμη της τριβής και το πάχος του φιλμ του λαδιού μεταξύ των χρόνων όπου το έμβολο κινείται προς το ΑΝΣ και των χρόνων που το έμβολο κινείται προς το ΚΝΣ δεν είναι συμμετρικά σε σχέση με την διαμόρφωση το προφίλ του ελατηρίου.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

### ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.

Όλες οι έρευνες που εξετάστηκαν αν και παρουσιάζουν μεγάλες διαφορές στον τρόπο προσέγγισης καταλήγουν όλες σχεδόν στα ίδια γενικά συμπεράσματα. Αν και μερικές εξετάζουν θεωρητικά την λειτουργία της λίπανσης και άλλες πειραματικά δεν υπάρχουν αντιφάσεις. Πρωταρχικό ρόλο στην κατανόησή τους και στην σύγκρισή τους έπαιξε το γεγονός του ότι όλες τους στηρίζονται στο διάγραμμα του Stribeck το οποίο αποτελεί την θεμελιώδη βάση τους. Γενικότερα αρχίζοντας από την συμπεριφορά των ελατηρίων του εμβόλου όλες οι έρευνες καταλήγουν ότι κατά την κίνηση του εμβόλου προς το ΑΝΣ και το ΚΝΣ υπερισχύει η μικτή λίπανση και κατά την υπόλοιπη κίνηση υπερισχύει η υδροδυναμική λίπανση. Κατά συνέπεια η ταχύτητα του εμβόλου και η τραχύτητα του σώματος του κυλίνδρου παίζουν τον κυρίαρχο ρόλο στην αναπτυσσόμενη τριβή. Ο τρόπος σχεδιασμού είναι τέτοιος ώστε να ευνοείται η υδροδυναμική λίπανση και σε μικρότερο βαθμό η μικτή, άρα πάλι καταλήγουμε στον πρωτεύοντα ρόλο που παίζει η ταχύτητα. Η δύναμη της τριβής ενός επίπεδου ελατηρίου είναι μικρότερη από αυτή του καμπύλου ελατηρίου κοντά στο ΑΝΣ και στο ΚΝΣ όπου η ταχύτητα είναι μικρή. Η δύναμη της τριβής του επίπεδου ελατηρίου αυξάνεται γρήγορα με την αύξηση της ταχύτητας άρα η τριβή του είναι μεγαλύτερη στο μεγαλύτερο μέρος του κύκλου λειτουργίας. Έτσι η μέση δύναμη τριβής ενός επίπεδου ελατηρίου είναι μεγαλύτερη σε σχέση με αυτή του καμπύλου ελατηρίου. Η θέση των ελατηρίων στο έμβολο παίζουν μικρό ρόλο σε σχέση με τους άλλους παράγοντες.

Για το σώμα του εμβόλου παρατηρείται και εδώ σύγκλιση απόψεων και γενικά ισχύει ότι η δύναμη τριβής του σώματος του εμβόλου είναι ανάλογη με την ταχύτητα του εμβόλου. Αυτό υποδηλώνει ότι η δύναμη που ωθεί το έμβολο προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου δεν επηρεάζει πολύ την τριβή του εμβόλου γιατί η μετατόπιση του εμβόλου προς το τοίχωμα είναι της τάξης του 15% του διάκενου μεταξύ του σώματος και του κυλίνδρου. Αυτή η λειτουργία έχει σαν αποτέλεσμα το ελάχιστο πάχος του φιλμ του λαδιού να είναι της τάξης του 60% του διακένου. Θεωρώντας ότι το συνολικό ύψος των ανωμαλιών των επιφανειών του εμβόλου και του τοιχώματος πρέπει να είναι περίπου 5% του διακένου, η υδροδυναμική λίπανση πρέπει να υπερισχύει κατά την διάρκεια του κύκλου. Αυτή η παρατήρηση έχει επιβεβαιωθεί από όλες τις έρευνες. Έτσι αφού γενικότερα υπερισχύει η υδροδυναμική λίπανση τότε είναι φανερό ότι η ταχύτητα και ο συντελεστής τριβής είναι οι κυριότεροι παράγοντες που καθορίζουν την τριβή. Οι υπόλοιποι παράγοντες όπως εκκεντρότητα του πείρου του εμβόλου και η μάζα του παίζουν μικρότερο ρόλο.

Αν εξετάσουμε τις εργασίες που προαναφέρθηκαν ως προς διαχρονική τους αξία, την πολλαπλή εφαρμογή και χρησιμοποίησή τους, την ακρίβεια των αποτελεσμάτων τους, την πολυπλοκότητά τους και τον τρόπο προσέγγισης των θεμάτων που πραγματεύονται τότε μπορούμε για κάθε μία ξεχωριστά τα ακόλουθα.

Η εργασία που πραγματοποιήθηκε για τον αμερικάνικο στρατό από τους Walter Bryzik , Dinu Taranza, και Naeim Henein είναι πλήρης, εξετάζει τις περισσότερες παραμέτρους από όλες τις άλλες με θεωρητικές και πειραματικές μεθόδους, με αρκετά υψηλή τεχνολογία και ανώτερα μαθηματικά. Είναι μια εργασία όπου η μέθοδος που ακολουθείται μπορεί να εφαρμοστεί σε αρκετά μεγάλο φάσμα μηχανών και μπορεί να αποτελέσει την βάση για πειραματικές μελέτες σε πολλά εργαστήρια κατασκευής μηχανών. Είναι πολύπλοκη λόγω των μαθηματικών εξισώσεων που περιέχει και του τρόπου που προσεγγίζει την λειτουργία του εμβόλου αλλά αυτοί οι δύο παράγοντες την κάνουν ταυτόχρονα πιο διαχρονική και τα αποτελέσματά της έχουν μεγαλύτερη ακρίβεια.

Οι δύο εργασίες που προέρχονται από τα εργαστήρια μελετών της General Motors για την καλύτερη αξιολόγησή τους θα πρέπει να θεωρηθούν ως μία η οποία παρουσιάζει την μελέτη της λειτουργίας των ελατηρίων και του σώματος του εμβόλου μαζί, σαν τη συνέχεια

η μία της άλλης. Η εργασία αυτή έχει γίνει για συγκεκριμένο τύπο μηχανών οι οποίες οδηγήθηκαν στην παραγωγή. Γι' αυτόν το λόγο αν και είναι επιστημονικά τεκμηριωμένη και εύχρηστη δεν έχει εφαρμογή σε μεγάλο πεδίο. Δεν είναι πολύπλοκη και η εφαρμογή της είναι εύκολη.

Η εργασία των κυρίων Μήλιτσιου, Παπαναστασίου και Patterson αν και είναι προγενέστερη πραγματεύεται την τριβή του σώματος και των ελατηρίων του εμβόλου με ανώτερα μαθηματικά και τεχνολογία το ίδιο υψηλή με τις μεταγενέστερες εργασίες. Έχει διαχρονική αξία και κάλλιστα μπορεί να αποτελέσει την βάση για μεταγενέστερες έρευνες. Ο τρόπος προσέγγισης των θεμάτων που πραγματεύεται είναι πολύ αναλυτικός και τα αποτελέσματά της έρχονται σε συμφωνία με τις υπόλοιπες.

Κλείνοντας πρέπει να διευκρινιστεί ότι όλες οι εργασίες έχουν προέλθει από ξένη βιβλιογραφία γιατί όλες έχουν γίνει σε χώρες του εξωτερικού λόγω της πιο ανεπτυγμένης τεχνολογίας των μηχανών και της σημασίας που δίνεται στον τομέα της έρευνας.

## **ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.**

1. Walter Bryzik US Army, Dinu Taranza, Naeim Henein, "A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly", Society of Automotive Engineers, Inc., 1999.
2. Pawan K., Goenka and Paul R. Meernik, "Lubrication Analysis of Piston Skirts", Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.
3. Yeau-Ren Jeng, "Friction and Lubrication Analysis of a Piston-Ring Pack", Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.
4. G. K. Miltsios, D. J. Patterson, T. C. Papanastasiou, "Solution of the Lubrication problem and calculation of the Friction Force on the Piston Rings", Journal of tribology, 1989.
5. Pawan K. Goenka, Rohit S. Paranjpe, Yeau-Ren Jeng, "FLARE: An Integrated Software Package for Friction and Lubrication Analysis of Automotive Engines. Overview and Applications, Society of Automotive Engineers Inc., 1992
6. [www.nasa.com](http://www.nasa.com)
7. Γ. Κ. Μήλτσιος, 'Μηχανές Εσωτερικής Καύσης II (Σημειώσεις στο Θεωρητικό Μέρος)', 1999.